



Universidad
Carlos III de Madrid

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Diseño del lazo de control básico del evaporador de una central termosolar CCP

Autor: Alejandro García Millán

Tutor: Javier Villa Briongos

Leganés, junio de 2011

AGRADECIMIENTOS

En este apartado quiero recordar a todas aquellas personas que han formado parte de mi vida, en especial durante este periodo académico, y que han permitido que este proyecto se lleve a cabo. Gracias a todos ellos por su apoyo y motivación.

En primer lugar quisiera dar las gracias a mis padres por su apoyo, cariño, comprensión y consejos, ya que sin ellos nada de esto hubiera sido posible. La oportunidad que me brindasteis hace ya algunos años hoy llega a su culminación, y quiero deciros que lo que más valoro son los conocimientos que vosotros me habéis transmitido y que me han hecho formarme y crecer académicamente y personalmente. Muchas Gracias.

Quiero agradecer a mi hermano su apoyo, ánimo y, por encima de todo, su amistad. Juntos hemos crecido, nos hemos formado y hemos aprendido, y seguro que continuaremos así por muchos años.

A Maricarmen, que ha compartido a mi lado cada alegría y decepción a lo largo de todos estos años, haciendo que el camino hacia la meta, hoy alcanzada, sea mucho más fácil. Gracias por todo tu apoyo, motivación y cariño.

A mis tíos, tías, primos, primas, y en especial a Pepita, Nicolás y Antonia, este proyecto es gracias a vuestro esfuerzo y sacrificio.

A García y Paquita, habéis sido un ejemplo de vida para mí y gracias a vuestro apoyo y energía sé que puedo conseguir lo que me proponga.

A mis amigos del colegio Antonio G., Luis, Pablo y Miguel por todos los años de alegrías y experiencias que hemos pasado juntos y porque sigan siendo muchos más. Quería agradecer a Antonio P., Eva, Marta, Rubén, Augusto, Pablo, Sandra y todos mis amigos de la universidad vuestro apoyo y amistad a lo largo de la carrera y que espero tener por muchos años. Todos ellos tienen una gran parte del mérito de este proyecto.

Por último quería agradecer a mi tutor, Javier Villa, los conocimientos y el tiempo dedicado al desarrollo del proyecto.

Muchas Gracias a todos.

RESUMEN

Las energías renovables constituyen en la actualidad una alternativa real a la generación eléctrica tradicional, ya sea por su carácter menos contaminante o por su posibilidad de renovación. El reto que presentan estas tecnologías es rentabilizar la generación eléctrica, haciendo posible la competencia con las centrales de generación tradicionales en el mercado eléctrico.

La energía solar termoeléctrica tuvo, a nivel mundial, un gran auge en sus inicios, sin embargo en los últimos años parece que no han cumplido con las expectativas que se habían depositado en ella. Este crecimiento moderado es debido a los problemas que surgen como consecuencia del desarrollo e implantación de la tecnología.

El presente proyecto aborda uno de los problemas fundamentales en la generación solar termoeléctrica de concentración y que hace que el rendimiento energético sea bajo y el coste de producción sea tan alto: la producción continua de electricidad. La falta de continuidad en la generación es debida a que la previsión solar es complicada y, frecuentemente, la radiación solar fluctúa.

Este problema se ha abordado desde el punto de vista del control, desarrollando un sistema que se adapte a las condiciones de operación de la planta y que permita estabilizar la generación de vapor a pesar de las fluctuaciones de la fuente.

Como solución a dicho problema se plantea una estrategia de control básica en el evaporador, que permita el funcionamiento continuo del mismo. En el diseño del sistema de control se evalúa la validez de la estrategia de control, así como su rango de aplicación.

Además de desarrollar un sistema de control del proceso, se realiza un análisis HAZOP del evaporador, que permite establecer medidas que garanticen el funcionamiento estable y seguro del equipo. Con las conclusiones del estudio se proponen medidas correctivas sobre la seguridad del equipo, siendo implementadas como sistema de seguridad.

ABSTRACT

Nowadays, renewable energies constitute a real alternative to the traditional electricity generation, according to their less contamination characteristic and their renewable nature. The challenge of this technologies is the profitably electricity production, making possible the competition in the electrical market with the traditional generation.

The solar thermal power had a great rise in the onset; however it seems that the technology hasn't overcome the expectancy in the last years. The moderate rise is due to the problems that appear as consequence of the development and implantation of this technology.

The thesis treats one of the most important problems of the concentrating solar thermal power which made the decrease of the efficiency and increases the cost in the generation: the constant production of electricity. The lack of the continuity in the generation is due to the complicated solar forecast.

This problem has been treated by the control side, developing a system that arrange to the special conditions in the production and allows the stability in the steam generation.

The proposed solution is a basic control loop in the evaporator which enable the continue operation. An evaluation of the loop is made when the design is finalized and an operating range is established.

Finally, a Hazop analysis is made in the evaporator to determine actions for the stable operation and plant security.

A pack of control and safety measures are proposed as conclusion in the thesis.

Índice

AGRADECIMIENTOS	III
RESUMEN	IV
ABSTRACT	V
1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS	13
1.1 INTRODUCCIÓN	14
1.2 OBJETIVOS Y ALCANCE DEL PROYECTO.....	16
1.3 FASES DE DESARROLLO	17
2. CARACTERÍSTICAS DE LA CENTRAL TERMOSOLAR	18
2.1 INTRODUCCIÓN	19
2.2 ESTADO DEL ARTE	19
2.2.1 TECNOLOGÍA DE COLECTORES CILINDRO-PARABÓLICOS	21
2.3 DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA CENTRAL	22
2.3.1 SELECCIÓN DEL EMPLAZAMIENTO	23
2.3.1.1 ANÁLISIS DE LA RADIACIÓN	24
2.4 DESCRIPCIÓN DE LOS EQUIPOS PRINCIPALES	25
2.4.1 CAMPO SOLAR	25
2.4.1.1 COLECTOR CILINDRO PARABÓLICO	25
2.4.1.2 TUBO ABSORBEDOR.....	26
2.4.1.3 FLUIDO TÉRMICO	27
2.4.1.4 CONFIGURACIÓN DEL CAMPO SOLAR	28
2.4.2 SISTEMA APOYO AUXILIAR	28
2.4.2.1 ALMACENAMIENTO TÉRMICO	29
2.4.2.2 CALDERA AUXILIAR DE GAS NATURAL	31
2.4.3 SISTEMA DE TRANSFORMACIÓN ELÉCTRICA	31
2.4.3.1 TURBINA DE VAPOR.....	31
2.4.3.2 GENERADOR ELÉCTRICO	32
2.5 SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR	32
2.5.1.1 EQUIPOS DE GENERACIÓN DE VAPOR.....	33
2.6 DIAGRAMA DE FLUJOS DEL PROCESO	35
2.7 MODOS DE OPERACIÓN DE LA PLANTA	36
3. DISEÑO DEL EVAPORADOR.....	37
3.1 OBJETIVOS Y ALCANCE	38
3.2 SELECCIÓN DEL TIPO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	39
3.2.1 ELECCIÓN DEL EVAPORADOR	39

3.2.1.1 MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN	39
3.2.1.2 PRESIONES Y TEMPERATURAS DE OPERACIÓN	40
3.2.1.3 FLUIDOS DE TRABAJO	40
3.2.1.4 EFECTIVIDAD TÉRMICA	41
3.2.1.5 TENDENCIA AL ENSUCIAMIENTO	41
3.2.1.6 TIPOS DE FLUIDOS Y FASES DE OPERACIÓN	41
3.2.1.7 COSTE TOTAL	41
3.2.1.8 COMPARACIÓN ENTRE INTERCAMBIADORES Y SELECCIÓN	42
3.2.2 DESCRIPCIÓN DEL EVAPORADOR KETTLE.....	43
3.2.2.1 VENTAJAS.....	44
3.2.2.2 INCONVENIENTES	44
3.2.2.3 MEJORES APLICACIONES.....	45
3.3 SUPUESTOS PARA EL CÁLCULO DEL EVAPORADOR.....	46
3.4 TRANSFERENCIA DE CALOR EN EBULLICIÓN [20].....	47
3.5 DISEÑO TÉRMICO	49
3.5.1 DESCRIPCIÓN CIRCUITO TÉRMICO EQUIVALENTE	49
3.5.2 FLUIDOS DE TRABAJO	51
3.5.3 DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	51
3.5.3.1 ESTIMACIÓN DE LOS PARÁMETROS DEL CONJUNTO DE TUBOS	52
3.5.3.2 CÁLCULO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	54
3.6 CONDICIONES NOMINALES DE FUNCIONAMIENTO.....	65
4. MODELO DINÁMICO	66
4.1 INTRODUCCIÓN	67
4.2 OBJETIVOS Y ALCANCE	67
4.3 MÉTODOS DE DISEÑO DE INTERCAMBIADORES	67
4.3.1 DIFERENCIA MEDIA LOGARÍTMICA DE TEMPERATURAS (LMTD).....	67
4.3.2 MÉTODO ϵ -NTU	69
4.3.3 MÉTODO Ψ -NTU.....	69
4.4 DISEÑO DEL MODELO DINÁMICO	70
4.4.1 BALANCE MÁSSICO	71
4.4.2 BALANCE DE ENERGÍA.....	72
4.4.3 ACUMULACIÓN	73
4.4.4 SOLUCIÓN DEL SISTEMA DINÁMICO	73
4.5 MODELO EN SIMULINK.....	75
4.6 ANÁLISIS DE LA RESPUESTA TRANSITORIA EN LAZO ABIERTO	80

5. DISEÑO DE LA ESTRATEGIA DE CONTROL	82
5.1 INTRODUCCIÓN A LA ESTRATEGIA DE CONTROL	83
5.2 OBJETIVOS Y ALCANCE	83
5.3 ESTRATEGIA DE CONTROL	83
5.3.1 CONTROL DE SELECCIÓN O OVERRIDE	86
5.3.2 CONTROL DE NIVEL	88
5.3.3 CONTROL DE VAPOR	89
5.3.4 CONTROL DE CAUDAL DE ACEITE	92
5.3.5 CONTROL POR RATIO	92
5.3.6 ESQUEMA DE CONTROL	95
5.4 SIMULACIÓN DEL SISTEMA EN LAZO CERRADO	96
5.4.1 DISEÑO DEL CONTROLADOR	96
5.4.2 CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS DEL CONTROLADOR	100
5.4.3 SELECCIÓN DEL CONTROLADOR	103
5.4.3.1 CONTROLADOR PROPORCIONAL (P)	103
5.4.3.2 CONTROLADOR PROPORCIONAL INTEGRAL (PI)	104
5.4.3.3 CONTROLADOR PROPORCIONAL INTEGRAL DERIVATIVO (PID)	105
5.4.3.4 CONCLUSIONES	106
5.4.4 VALIDACIÓN DEL CONTROLADOR PI	109
5.5 ESTRATEGIA DE CONTROL DE RIESGOS	113
5.5.1 ANÁLISIS DE PELIGRO Y OPERABILIDAD (HAZOP)	114
5.5.1.1 METODOLOGÍA DE ANÁLISIS	114
5.5.1.2 DESCRIPCIÓN DE LAS PROTECCIONES DEL INTERCAMBIADOR	117
5.5.1.3 ESTUDIO PRELIMINAR	117
5.5.1.4 ANÁLISIS HAZOP	118
5.6 ESQUEMA FINAL DE CONTROL	125
6. ESTUDIO ECONÓMICO	126
6.1 DESGLOSE DEL ESTUDIO ECONÓMICO	127
6.1.1 MATERIALES Y FABRICACIÓN DEL EQUIPO	127
6.1.1.1 SISTEMA DE CONTROL DEL PROCESO	127
6.1.1.2 SISTEMA DE CONTROL DE SEGURIDAD	128
6.1.2 HORAS DE DISEÑO E INGENIERÍA	128
6.1.3 PRESUPUESTO TOTAL	129
7. CONCLUSIONES	130
7.1 CONCLUSIONES DEL DISEÑO	131

7.2 NOTAS	131
7.3 VALORACIÓN ADICIONAL	132
BIBLIOGRAFÍA	134
ANEXO A: CLIMATOLOGÍA DEL EMPLAZAMIENTO	137
ANEXO B: PROPIEDADES DEL ACEITE TÉRMICO THERMINOL VP1	138
ANEXO C: PROPIEDADES DEL COLECTOR EUROTROUGH ET150 [9] [10]	139
ANEXO D: PROPIEDADES DEL TUBO SCHOTT PTR700 [11]	141
ANEXO E: PROPIEDADES DE LA TURBINA DE VAPOR SST-700 [15]	142
ANEXO F: PROPIEDADES DE LAS SALES TÉRMICAS.....	143
ANEXO G: TEMA [21]	144
ANEXO H: PROPIEDADES DEL ACERO 219 T1 [17]	146

Índice de tablas

Tabla 1: Radiación normal directa y difusa y nº de horas solares [8].....	24
Tabla 2: Características colector Eurotrough ET-150 [9] [10]	26
Tabla 3: Características Tubo absorbedor [11]	27
Tabla 4: Propiedades aceite térmico [12].....	27
Tabla 5: Propiedades de las sales [13]	30
Tabla 6: Comparación entre intercambiadores [18]	42
Tabla 7: Características Kettle	46
Tabla 8: Propiedades del aceite Therminol VP1	51
Tabla 9: Propiedades del agua líquida a 315°C	51
Tabla 10: Propiedades del acero 209 T1	52
Tabla 11: Espesores típicos	52
Tabla 12: Pitch mínimos con ensuciamiento [22]	53
Tabla 13: Valores para el coeficiente C_{sf} en varias superficies y líquidos [25]	59
Tabla 14: Ensuciamientos típicos para el agua [22]	62
Tabla 15: Valor de los parámetros según el nº de iteraciones.....	64
Tabla 16: Resumen parámetros Kettle	64
Tabla 17: Condiciones nominales de funcionamiento de un intercambiador	65
Tabla 18: Parámetros de la ecuación de Antoine (P en kPa y T en K) [28].....	75
Tabla 19: Criterios de diseño del control en override.....	87
Tabla 20: Reglas de sintonización de Ziegler-Nichols.....	102
Tabla 21: Parámetros calculados por Ziegler-Nichols.....	103
Tabla 22: Palabras guía y parámetros del proceso propuestos por ICI [35].....	115
Tabla 23: Matriz de interacción [35].....	117
Tabla 24: Análisis HAZOP del evaporador.....	118
Tabla 25: Coste de los elementos de control del proceso	128
Tabla 26: Presupuesto de los elementos de control de seguridad.....	128
Tabla 27: Presupuesto horas de diseño e ingeniería.....	129
Tabla 28: Presupuesto total del diseño	129
Tabla 29: Radiación normal directa del emplazamiento [8]	137
Tabla 30: Radiación solar difusa del emplazamiento [8]	137
Tabla 31: Horas de sol equivalentes del emplazamiento [8]	137
Tabla 32: Propiedades y composición del aceite Therminol VP1 [12]	138
Tabla 33: Propiedades del aceite a diferentes temperaturas [12].....	138
Tabla 34: Características constructivas del colector Eurotrough [10].....	139
Tabla 35: Propiedades del colector Eurotrough [9].....	140
Tabla 36: Especificaciones técnicas del tubo absorbedor Schott PTR700 [11].....	141
Tabla 37: Especificaciones técnicas de las sales térmicas [13]	143
Tabla 38: Espesores mínimos de la carcasa [22]	144
Tabla 39: Propiedades acero seleccionado para los tubos [17].....	146
Tabla 40: Elección del material en función de su uso [17].....	146

Índice de figuras

Figura 1: Esquema de conversión solar [2].....	15
Figura 2: Descripción características de la central termosolar CCP.	19
Figura 3: Tecnología cilindro parabólica [3].....	22
Figura 4: Esquema de la central termosolar.....	22
Figura 5: Esquema del tubo absorbedor [11].....	26
Figura 6: Esquema del tanque de sales térmicas.....	30
Figura 7: Turbina Siemens SST 700 [15].....	32
Figura 8: Esquema sistema de generación de vapor.....	34
Figura 9: Diagrama de flujos del proceso.....	35
Figura 10: Esquema de diseño del intercambiador.....	38
Figura 11: Intercambiador de calor tipo Kettle.....	43
Figura 12: Curva de ebullición [20].....	48
Figura 13: Circuito térmico equivalente de un tubo.....	50
Figura 14: Esquema de diseño del intercambiador de calor.....	55
Figura 15: Ensuciamiento interior y exterior en un tubo [26].....	61
Figura 16: Kettle boiler.....	71
Figura 17: Modelo en Simulink del intercambiador de calor.....	76
Figura 18: Bloque constantes del intercambiador.....	76
Figura 19: Bloque constantes agua.....	77
Figura 20: Bloque agua de purga.....	77
Figura 21: Bloque flujo de vapor.....	77
Figura 22: Función relación de Antoine.....	78
Figura 23: Bloque integrador.....	78
Figura 24: Temperatura de salida del vapor.....	79
Figura 25: Flujo de vapor.....	80
Figura 26: Perturbación escalón aceite térmico (+10%).....	81
Figura 27: Respuesta del sistema a la perturbación escalón (+10%).....	81
Figura 28: Detalle respuesta sistema.....	81
Figura 29: Esquema de control override.....	84
Figura 30: Tipos de selector.....	86
Figura 31: Estrategia de control override.....	88
Figura 32: Esquema PID.....	89
Figura 33: Esquema de controlador con relé de ratio [33].....	93
Figura 34: Esquema de controlador por ratio entre fluidos [31].....	94
Figura 35: Esquema de control.....	95
Figura 36: Esquema de control implementado en Simulink.....	96
Figura 37: Configuración del interruptor.....	97
Figura 38: Bloque de control temperatura de vapor.....	97
Figura 39: Termopar [34].....	98
Figura 40: Bloque sensor.....	98
Figura 41: Bloque Válvula lineal.....	99
Figura 42: Bloque de Control del Ratio.....	100

Figura 43: Esquema inicial para el cálculo de parámetros	101
Figura 44: Oscilación sostenida	101
Figura 45: Cálculo periodo último	102
Figura 46: Respuesta a escalón del controlador proporcional ($K_p=4.65$)	103
Figura 47: Rechazo a perturbación del controlador PI ($K_p=4.18$ y $T_i=2.05$)	104
Figura 48: Rechazo de perturbación del controlador PI ($K_p=4.18$ y $T_i=1$)	105
Figura 49: Rechazo de perturbación del controlador PI ($K_p=5.58$, $T_i=1.23$ y $T_d=0.31$)	105
Figura 50: Salida flujos máxicos controlador PI	107
Figura 51: Salida flujos máxicos controlador PID	107
Figura 52: Bloque implementado como ruido de la señal	108
Figura 53: Respuesta a perturbación escalón con ruido (PI)	108
Figura 54: Respuesta a perturbación escalón con ruido (PID)	108
Figura 55: Perturbación step en la temperatura de entrada del aceite ($10\text{ }^{\circ}\text{C}$)	109
Figura 56: Respuesta de la temp. de salida al Step ($10\text{ }^{\circ}\text{C}$)	110
Figura 57: Respuesta de los flujos máxicos a la perturbación step ($10\text{ }^{\circ}\text{C}$)	110
Figura 58: Perturbación step en la temperatura de entrada del aceite ($29\text{ }^{\circ}\text{C}$)	111
Figura 59: Respuesta de la temp. de salida al Step ($29\text{ }^{\circ}\text{C}$)	111
Figura 60: Respuesta de los flujos máxicos a la perturbación step ($29\text{ }^{\circ}\text{C}$)	112
Figura 61: Diagrama lógico del análisis HAZOP [35]	116
Figura 62: Esquema de estudio de la desviación [35]	117
Figura 63: Esquema de protecciones tras el HAZOP	124
Figura 64: Esquema final de control	125
Figura 65: Colector Eurotrough [10]	139
Figura 66: Estructura colector Eurotrough [9]	140
Figura 67: Tubo absorbedor Schott PTR700 [11]	141
Figura 68: Dimensiones y propiedades de la turbina Siemens SST 700 [15]	142
Figura 69: Comparación con otras turbinas [15]	142
Figura 70: Ratio recomendado pitch de los tubos /diámetro exterior [22]	144
Figura 71: Orientación del Pitch [22]	144
Figura 72: Diseños de intercambiadores de calor [22]	145

1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

1.1 INTRODUCCIÓN

La energía eléctrica es fundamental en el desarrollo de una sociedad y es un bien imprescindible para el ser humano. Desde 1879, año en el cual Thomas Alva Edison inventó la lámpara eléctrica, hasta la actualidad la demanda de electricidad ha crecido hasta alcanzar un valor de 132.000 TWh [1] a nivel mundial en el año 2008.

El sistema energético mundial se basa en energías fósiles y no renovables, consumiendo aproximadamente un 93% de energías no renovables frente al 7 % de las energías alternativas o renovables. Debido al incremento en la demanda, así como a los conflictos en los países productores, el incremento de los precios de consumo de las energías fósiles se ha disparado en los últimos 5 años. Esto provoca un encarecimiento excesivo en la fuente de producción eléctrica, lo que unido al crecimiento progresivo de la población mundial conlleva a un colapso del sistema energético global.

En los últimos 20 años se observa un incremento en el interés por las energías renovables como son la hidráulica, geotérmica, eólica, solar etc... En España, estas energías durante el año 2010 cubrieron un 33 % de la generación total (aproximadamente 272.868 GWh [1]) lo que supone un gran incremento con respecto a años anteriores. De las energías renovables se puede destacar la energía eólica con un 15 % de la producción total en España en el año 2010, mientras que la energía solar supone sólo un 2.5 % [1] de la producción total de energía en el mismo año. Esta cifra es muy baja comparada con el potencial de esta fuente de energía, ya que a la superficie terrestre llega aproximadamente 150.000 veces el consumo global actual de electricidad.

El esquema básico de conversión de energía solar térmica a energía mecánica se muestra en la *Figura 1*. En estos sistemas, la radiación solar recogida por los colectores, se usa para evaporar agua que posteriormente mueve una turbina para la producción de energía. Al incorporar al proceso el almacenamiento térmico y la caldera auxiliar se consigue operar de manera continua incluso en los días nublados y durante la noche, lo que mejora la eficiencia.

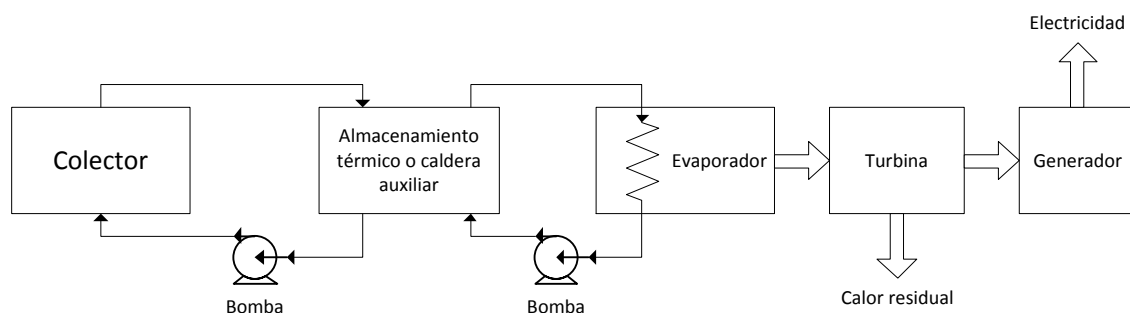


Figura 1: Esquema de conversión solar [2].

En España la energía solar térmica ha tenido un gran auge desde los años 80 hasta la actualidad con un total de 18 plantas termosolares instaladas, 19 en su fase de construcción avanzada y 23 preasignadas cuya potencia varía desde 1MW hasta 50MW (como son las centrales de Andasol y Solnova).

Existen tres tipos fundamentales de centrales termosolares: sistemas de torre solar, sistemas de disco parabólico y sistemas de canales parabólicos (CCP). En las centrales termosolares de concentración en canales parabólicos se ha conseguido una máxima potencia de 80 MW, mientras que en el resto de tecnologías sólo 20 MWe, lo que hace que sea la tecnología más utilizada a nivel mundial con un total de 500 MW instalados en el año 2009 frente a los 45.5 MW del resto de tecnologías [3]. Esto hace que la tecnología cilindro parabólica sea una de las fuentes renovables más estudiada.

La tecnología cilindro-parabólica consta de cuatro bloques fundamentales: Campo solar de colectores cilindro parabólicos, sistema de apoyo auxiliar para la generación de vapor, sistema de generación de vapor y sistema de conversión en energía eléctrica (turbina y generador). En la presente memoria se describen brevemente los sistemas principales de la central termosolar, centrandó el estudio en la descripción del sistema de generación de vapor, concretamente en el diseño, modelización dinámica y decisión de la estrategia de control.

Situación tecnológica

El futuro tanto de las energías renovables como de la termosolar es incierto. Si se toma como referencia el informe *Perspectiva de la energía en el mundo* del año 2007 de la Agencia Internacional de la energía (AIE) se puede asumir un crecimiento moderado de la tecnología. En ese año estimó un crecimiento del 7% para el año 2011 y de un 1% para

2015 manteniéndose en este nivel hasta 2040 [3]. Las restricciones operacionales que presenta la tecnología termosolar son el principal limitante en su crecimiento.

Los problemas operacionales que presenta la tecnología termosolar en la actualidad son la falta de continuidad y seguridad en el suministro. Este inconveniente es debido a que la fuente de energía en la que se basa la energía termosolar, el sol, es difícil de prever, y además el número de horas en las que se puede aprovechar se limita al número de horas solares del día.

En la actualidad, para que la producción energética basada en un ciclo térmico sea rentable se debe intentar que el sistema funcione en condiciones de operación nominal el máximo número de horas de manera continua posibles. Como se expone en las diferentes secciones del presente proyecto, uno de los objetivos fundamentales a la hora de mejorar la tecnología es intentar mantener una continuidad en el suministro y controlar la producción de vapor bajo diferentes condiciones de calentamiento del fluido térmico. Para ello se implementan sistemas auxiliares que mejoren la producción energética, como son el almacenamiento térmico y la caldera auxiliar, y complejos sistemas de control que permitan garantizar el suministro continuo de vapor a la turbina.

1.2 OBJETIVOS Y ALCANCE DEL PROYECTO

El objetivo fundamental del proyecto es el diseño de un lazo de control básico del generador de vapor de una central termosolar CCP. Este diseño se debe realizar atendiendo a los problemas actuales de este tipo de centrales y con la intención de estudiar los sistemas de mejora implementados.

Con objeto de alcanzar el objetivo fundamental propuesto se cumplen otros objetivos secundarios:

1. Se selecciona y se diseña el generador de vapor de la central termosolar CCP.
2. Se diseña el modelo dinámico del equipo.
3. Se estudia una estrategia de control adecuada.

1.3 FASES DE DESARROLLO

En primer lugar se exponen brevemente los fundamentos relacionados con la tecnología termosolar, los elementos de una central y su funcionamiento, prestando especial atención al sistema de generación de vapor y los problemas asociados al mismo.

Posteriormente se elige y diseña térmicamente un intercambiador de calor que cumpla las condiciones del proceso y permita la optimización en la generación de vapor. Se escoge un evaporador entre los comercialmente disponibles y se diseña su funcionamiento atendiendo a la minimización del área efectiva de intercambio y, consecuentemente, de su coste.

Más adelante se realiza un balance másico y de energía en estado no estacionario con el fin de obtener un modelo dinámico del evaporador que se implementa en Simulink.

Sobre el modelo dinámico realizado se diseña un sistema de control del evaporador, explicando la estrategia de control desarrollada e implementándola para verificar su funcionamiento. Se diseña el lazo de control principal eligiendo la configuración ideal entre la estrategia proporcional (P), proporcional integral (PI) y proporcional integral derivativo (PID). Una vez seleccionada se estudia el rechazo a perturbaciones de la misma y, en función de la respuesta del sistema de control implementado, se discute su validez y su rango de operación. Dentro del diseño de control se desarrolla un estudio HAZOP para mejorar la seguridad del equipo. Las conclusiones del estudio son implementadas en el sistema de control del evaporador.

Finalmente se realiza un estudio económico del sistema de control diseñado en el evaporador, diferenciando entre el sistema de control del proceso y el sistema de control de seguridad.

2. CARACTERÍSTICAS DE LA CENTRAL TERMOSOLAR

2.1 INTRODUCCIÓN

En este apartado se describe el funcionamiento de una central termosolar (potencia nominal: 50 MW), así como las características generales de los principales elementos de la misma. Con ello explica el funcionamiento de una central termosolar CCP y sus elementos, para más adelante centrar el problema en el sistema de generación de vapor (*Figura 2*).

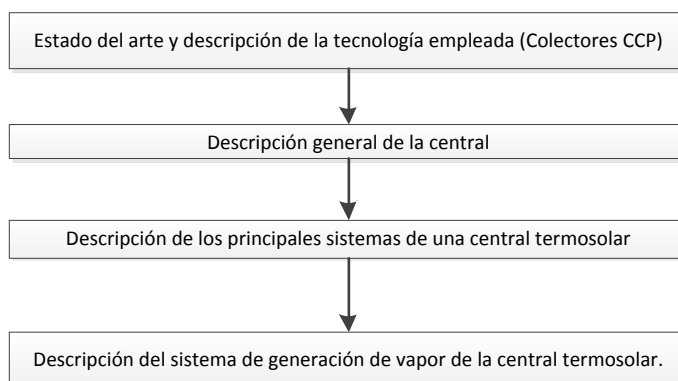


Figura 2: Descripción características de la central termosolar CCP.

2.2 ESTADO DEL ARTE

Como se ha descrito en la introducción, la energía solar térmica representa una pequeña parte en la producción total de energía, pero como consecuencia del auge de las renovables puede tener una proyección significativa en el futuro. Debido al clima cálido de España han surgido un elevado número de centrales termosolares en construcción y proyecto. En la actualidad existen, principalmente, dos zonas geográficas en las que la tecnología solar se encuentra operativa y se desarrollan nuevos proyectos: el sur de california con la plantas SEGS y con un total de 354 MW instalados y una elevada potencia en el sur de España [3].

En la actualidad la producción térmica solar de forma industrial o comercial se encuentra enfocada principalmente en los sistemas de concentración solar que consiguen concentrar la energía procedente del sol en un sistema de fluido térmico. Los tres conceptos de concentración solar más utilizados son [2]:

- Concentradores cilindro-parabólicos: Son concentradores de foco lineal con seguimiento en un solo eje, concentraciones de la radiación de 30 a 80 veces y potencias por campo unitario de 30 a 80 MW.

- Sistemas de torre o de receptor central: Consisten en un campo de helióstatos que siguen la posición del Sol en todo momento (elevación y acimut) y orientan el rayo reflejado hacia el foco colocado en la parte superior de una torre. Los órdenes de concentración son de 200 a 1.000 y las potencias unitarias de 10 a 200 MW.
- Discos parabólicos: Son pequeñas unidades independientes con reflector parabólico habitualmente conectado a un motor Stirling situado en el foco. Los niveles de concentración son superiores (1.000-4.000) y las potencias unitarias son de 5 a 25 kW.

La elevada potencia de los sistemas de concentración cilindro parabólicos, su elevada eficiencia neta anual de la planta (probado alrededor del 14%), su inversión y sus costes operativos probados comercialmente en las plantas operativas, su capacidad de almacenamiento y su modularidad hacen que sea uno de los sistemas con mayor implantación [3].

A pesar del indudable potencial de las Tecnologías de Concentración Solar (TCS) y del éxito operacional de las plantas SEGS en California, la realidad muestra que todavía no se ha conseguido el deseado punto de inflexión y que las centrales termosolares de concentración tengan aceptación y un uso comercial amplio.

Dos de las principales limitaciones que tiene la tecnología solar es la impredecible, y en ocasiones escasa, disponibilidad solar y la limitación territorial, ya que en numerosas regiones su implantación es muy poco rentable porque la radiación solar recibida es muy baja.

En la actualidad existen algunos estudios que intentan eliminar esta escasa disponibilidad por medio de ciclos cuya temperatura de entrada sea algo menor de 400 °C, utilizando ciclos Kalina en los cuales se trabajan con mezclas de amoníaco y agua para conseguir ciclos con temperaturas menores [4] y [5]. También se está intentando eliminar el aceite térmico de las plantas termosolares, intentando conseguir la ebullición directa del agua en los concentradores parabólicos, y así poder trabajar con mayores temperaturas de vapor de agua y obtener una mejor eficiencia del ciclo (se elimina el problema de la temperatura crítica del aceite, pero pueden aparecer otros problemas asociados a la ebullición en los tubos) [6].

2.2.1 TECNOLOGÍA DE COLECTORES CILINDRO-PARABÓLICOS

Como se ha descrito en la introducción, la tecnología de colectores cilindro parabólico es de las más utilizadas a nivel mundial por sus características. De las cuatro tecnologías existentes hasta la fecha, la tecnología de canal parabólico es la que presenta mayores potencias instaladas (máxima en 80MWe), por lo que se ha conseguido una experiencia operativa de 16000 KWh con un rendimiento aproximado del 14 % [3].

Desde el punto de vista térmico su principal restricción se encuentra en que la temperatura máxima operativa del aceite son 400 °C (para evitar su degradación), lo que hace que, a pesar de que exista una elevada radiación en los colectores, el aceite sólo podrá alcanzar como mucho temperaturas algo inferiores a 400 °C. También comparte las desventajas de todas las tecnologías solares que, como ya se ha descrito, son la discontinuidad en la radiación solar y la limitación territorial para su operación en función de la radiación solar.

Funcionamiento del colector cilindro parabólico (CCP)

El captador cilindro parabólico, denominado mediante las siglas CCP, debe su nombre a uno de sus componentes principales: la superficie reflectante cilindro parabólica que refleja la radiación solar directa concentrándola sobre un tubo absorbente colocado en la línea focal de la parábola.

Esta radiación concentrada sobre el tubo absorbedor hace que el fluido que circula por su interior se caliente, transformando de esta forma la radiación solar en energía térmica, en forma de calor sensible o latente del fluido. Los valores usuales del flujo de radiación sobre el absorbente de un CCP están entre 40 y 60 kW.m², pudiendo operar eficientemente hasta temperaturas del orden de 450°C [7]. En la *Figura 3* se puede observar el funcionamiento de un colector cilindro parabólico.

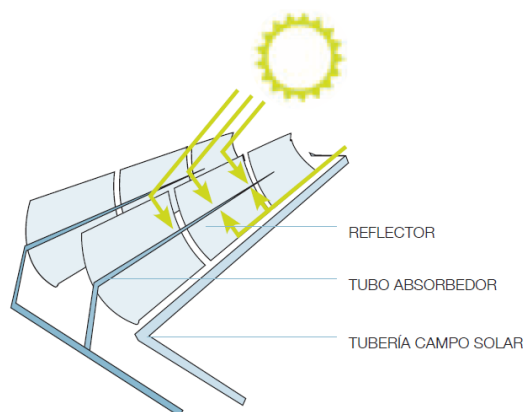


Figura 3: Tecnología cilindro parabólica [3]

2.3 DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA CENTRAL

Como se ha visto en la introducción, una central termosolar está compuesta por cuatro bloques fundamentales: Campo solar, sistema de almacenamiento térmico y de caldera auxiliar, sistema de generación de vapor y el bloque de transformación eléctrica (turbina y generador). En la *Figura 4*, se muestra la configuración de la central termosolar que se estudia en el proyecto.

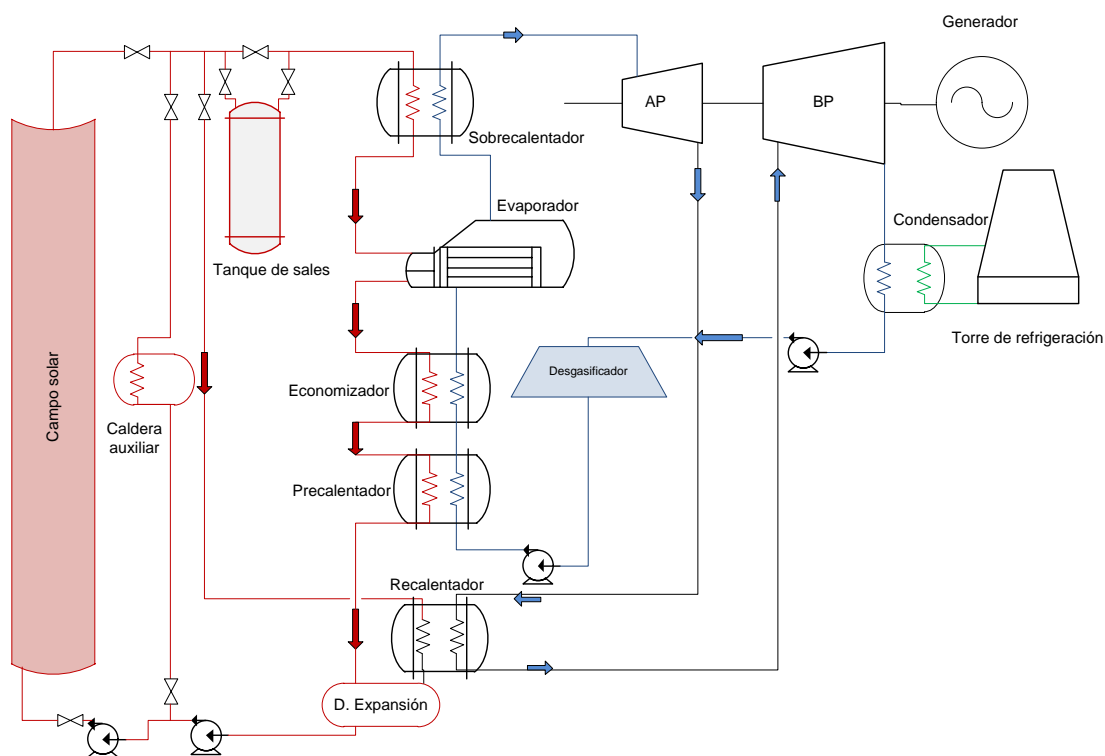


Figura 4: Esquema de la central termosolar

En los siguientes apartados se procede a la descripción y diseño de una central termosolar de 50MW con la tecnología de colectores cilindro parabólicos.

2.3.1 SELECCIÓN DEL EMPLAZAMIENTO

El objetivo más importante en la selección de una instalación termosolar es maximizar la captación de energía para reducir el coste de producción. La correcta elección del emplazamiento determina en gran medida la rentabilidad económica de la misma.

Las mejores regiones son aquellas sin mucha humedad atmosférica, polvo o humo, como estepas, zonas de matorral, sabanas, semi-desiertos y auténticos desiertos, localizados idealmente a menos de 40 grados de latitud norte o sur. Por ello, en las zonas más prometedoras del mundo están incluidos los Estados sur-occidentales de Estados Unidos, América Central y del Sur, norte y sur de África, los países mediterráneos, Oriente Próximo y Oriente Medio, Irán y las planicies desérticas de India, Pakistán, la antigua Unión Soviética, China y Australia [3].

Para la planta termosolar del proyecto, el emplazamiento elegido se localiza en la provincia de Granada, en el término municipal de Guadix.

La situación de la planta es de 10 km al este de Guadix en el municipio de Aldeire, en el Marquesado de Zenete. Son en total 195 hectáreas de terreno rectangular orientado de norte a sur.

El agua necesaria para el funcionamiento de la central se obtiene de las aguas provenientes de Sierra Nevada producidas con el deshielo. Complementariamente se aprovechan dichas aguas para su acumulación en pozos locales, que permitan la continuidad de funcionamiento si hubiese de escasez de agua y en los meses de verano.

Las coordenadas de la localización de la planta termosolar son las siguientes: 37°13' Norte; 3°04' Oeste. Su elevación media es de 1100 metros sobre el nivel del mar, lo cual hace que sea uno de los emplazamientos con un mayor nivel de radiación incidente.

La situación próxima a una línea de alta tensión de 400 kV, la disponibilidad de aguas de refrigeración provenientes de la falda norte de Sierra Nevada, la proximidad de infraestructuras de carretera y ferrocarril y la disposición de terreno llano sin protección

por causas medioambientales, hace que sea el emplazamiento perfecto para la implementación del proyecto.

2.3.1.1 ANÁLISIS DE LA RADIACIÓN

El elemento fundamental para evaluar el emplazamiento en una central termosolar es la radiación solar incidente. Este parámetro permite determinar la energía e intensidad de la radiación proveniente del sol para cuantificar la energía que puede ser captada por los colectores solares y utilizada para la generación de vapor en el ciclo. Existen dos tipos de radiación solar que es recogida por los colectores cilindro parabólico: Radiación solar directa (proviene del sol sin sufrir ningún cambio de dirección por reflexión o difusión) y la radiación solar difusa (que llega a la superficie terrestre sin ninguna dirección preferencial).

Habitualmente se considera que un buen emplazamiento para una central termosolar es aquel que tiene una irradiación solar normal directa anual por encima de 1800kWh/m²año, mientras que las mejores instalaciones reciben más de 2.800 kWh/m²/año [3]. Los valores de radiación y el número de horas de sol mensuales para el emplazamiento seleccionado se recogen en la *Tabla 1*.

Tabla 1: Radiación normal directa y difusa y nº de horas solares [8]

	Radiación normal directa (kWh/d/m ²)	Radiación normal difusa (kWh/d/m ²)	Nº de horas medias de sol (h/día)
Enero	4,38	0.82	9,91
Febrero	4,99	1.08	10,8
Marzo	5,7	1.45	11,9
Abril	5,72	1.9	13,1
Mayo	6,34	2.17	14,1
Junio	7,94	2.06	14,6
Julio	8,81	1.79	14,4
Agosto	7,59	1.72	13,5
Septiembre	6,1	1.54	12,4
Octubre	4,62	1.26	11,2
Noviembre	3,98	0.93	10,2
Diciembre	3,67	0.78	9,66
Media	5,83	1.46	12,1475

Los valores elevados de radiación junto con el alto número de horas solares del emplazamiento (*ANEXO A: CLIMATOLOGÍA DEL EMPLAZAMIENTO*) hacen que para el emplazamiento seleccionado el número de horas de funcionamiento de la central sea alto.

Como se ha expuesto en la introducción, uno de los grandes problemas asociados a la tecnología termosolar es el bajo número de horas de funcionamiento de las centrales y, por tanto, la falta de continuidad en la producción de electricidad. Si en la selección del emplazamiento de la central se intenta maximizar el número de horas solares y la radiación solar es elevada, se tendrá que utilizar en menor medida las fuentes de calentamiento alternativas como la caldera auxiliar o el almacenamiento térmico.

Con todo lo anterior se consigue que el rendimiento del ciclo solar aumente y la tecnología sea mucho más eficiente en la producción eléctrica. En condiciones nominales, la central termosolar puede aprovechar el número total de horas de sol disponibles para la producción eléctrica y el almacenamiento térmico.

2.4 DESCRIPCIÓN DE LOS EQUIPOS PRINCIPALES

En este apartado se describen brevemente los equipos principales de la central termosolar, para más tarde describir en profundidad el sistema de generación de vapor utilizado en la misma.

2.4.1 CAMPO SOLAR

El campo solar es uno de los elementos fundamentales de las centrales termosolares cilindro parabólicas, ya que transfieren la energía que proviene del sol al fluido térmico para posteriormente generar el vapor del ciclo térmico. La unidad principal del campo solar es el colector, que se encuentra compuesto por: el tubo absorbedor, las facetas de espejos y el fluido térmico. A continuación se describe cada elemento de manera individual y se describe la configuración del campo.

2.4.1.1 COLECTOR CILINDRO PARABÓLICO

El colector cilindro parabólico permite concentrar los rayos provenientes del sol en el tubo absorbedor calentando el fluido térmico que circula por ellos. El funcionamiento y la configuración del colector ya se describieron en la sección 2.2.1.

Para el presente proyecto se ha utilizado el colector Eurotrough ET-150 con las características que se muestran en la *Tabla 2*. El resto de características se recogen en el *ANEXO C: PROPIEDADES DEL COLECTOR EUROTROUGH ET150*.

Tabla 2: Características colector Eurotrough ET-150 [9] [10]

	ET150
Distancia focal	1,71 m
Ancho de apertura	5,77 m
Área de apertura	817,5 m ²
Longitud del colector	148,5 m
Número de módulos	12
Número facetas de cristal	336
Número de tubos absorbedores (4,1 m)	36
Reflectividad de los espejos	94%

2.4.1.2 TUBO ABSORBEDOR

El tubo absorbedor es el elemento clave del CCP. Está formado por dos tubos: uno interior de acero inoxidable (por el que circula el fluido caliente), y otro exterior de vidrio que sirve para reducir las pérdidas térmicas, existiendo vacío entre ambos.

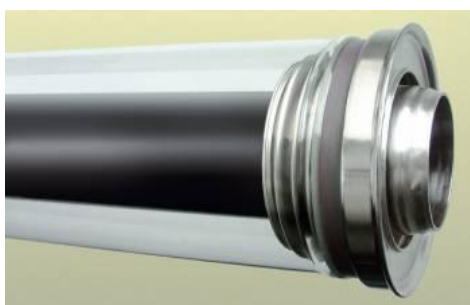


Figura 5: Esquema del tubo absorbedor [11]

Para el proyecto se ha utilizado el tubo absorbedor SCHOTT PTR 70 con las propiedades y características principales que se muestran en la *Tabla 3*. El resto de características se recogen en el *ANEXO D: PROPIEDADES DEL TUBO SCHOTT PTR700*.

Tabla 3: Características Tubo absorbedor [11]

	Schott PTR 70
Longitud del tubo	4060 mm
Diámetro exterior	70 mm
Tipo de acero	DIN 1,4541
Absortividad	$\geq 95\%$
Emisividad	$\leq 10\%$

2.4.1.3 FLUIDO TÉRMICO

El aceite térmico es uno de los elementos críticos en el diseño de este tipo de central termosolar. Como debe ser estable a altas temperaturas (alrededor de 400°C), se debe elegir un aceite de alta calidad. El rango de temperaturas de trabajo del aceite es de 12°C a 425°C en fase líquida. Por encima de esta temperatura se produce lo que se conoce por el nombre de Cracking, y es la ruptura de las moléculas originales en otras más pequeñas, provocando la formación de sólidos que degradan los equipos provocando que el aceite tenga que ser sustituido con el coste que esto conlleva.

Para el proyecto se ha utilizado aceite térmico Therminol VP1 con las propiedades que se muestran en la *Tabla 4*. El resto de propiedades se recogen en el *ANEXO B: PROPIEDADES DEL ACEITE TÉRMICO THERMINOL VP1*.

Tabla 4: Propiedades aceite térmico [12]

	Therminol VP1
Composición	Mezcla Eutéctica 26,5% Binefil y 73,5% Óxido de Difenila
Punto de cristalización	12°C
Densidad a 370°C	736 kg/m^3
Viscosidad cinemática a 300°C	$2.71\text{ mm}^2/\text{s}$
Temperatura máxima	400°C
Calor específico a 370°C	2517 kJ/kg K

2.4.1.4 CONFIGURACIÓN DEL CAMPO SOLAR

El campo solar suele estar dividido en lazos que agrupan un conjunto de colectores. La razón de esta configuración es que en caso de que por alguno de los lazos no pueda circular el fluido térmico por problemas técnicos, se cierre y circule por el resto sin necesidad de parar el funcionamiento de la planta. En los días que la radiación sea más alta, se pueden utilizar algunos lazos para el almacenamiento térmico y el resto para la producción de vapor.

Con objeto de que la planta pueda funcionar con almacenamiento térmico, se sobredimensiona el campo solar para que la potencia térmica entregada por el campo solar en el punto de diseño, supere a la necesaria y el ciclo de potencia opere en condiciones nominales. De esta manera, este excedente de potencia se usa para almacenar calor sensible en las sales del Sistema de Almacenamiento Térmico.

Para el número de horas de almacenamiento considerado en esta planta (7 horas aproximadamente), la potencia térmica que debe generar el campo solar debe ser alrededor de 2 veces la necesaria para el funcionamiento nominal de la planta. Esto implica un total de 860 colectores [13].

Entre un gran número de posibilidades, la configuración seleccionada para la planta es de 4 colectores por lazo, con un total de 215 filas en la planta.

2.4.2 SISTEMA APOYO AUXILIAR

Como ya se ha introducido en los apartados anteriores, el apoyo externo en el diseño de una central termosolar es necesario por las siguientes razones:

- Producción variable en función del día y de la hora
- Ausencia de producción fuera de horas de sol
- No disponibilidad en periodos de malas condiciones meteorológicas
- Transitorios de corta duración debidos a la alternancia sol – nubes
- Transitorios de larga duración debidos a la alternancia día – noche
- Desequilibrio entre disponibilidad de planta y demanda de red

2.4.2.1 ALMACENAMIENTO TÉRMICO

El sistema de almacenamiento térmico en una Planta Termosolar tiene tres funciones principales [13]:

- **Incrementar la producción anual neta.** Se aprovecha el almacenamiento térmico para producir electricidad en periodos de baja o nula radiación incidente.
- **Incrementar la calidad de la energía generada.** La producción térmica del campo solar variará en función de la radiación incidente, estas variaciones se transmitirán directamente al generador de vapor. Con la inclusión de un almacenamiento térmico intermedio se puede suplir la falta de radiación solar
- **Facilitar la operación de la Planta.** El sistema de almacenamiento térmico permite estabilizar la producción eléctrica en la turbina de vapor. Un transitorio de radiación acusado se puede compensar con este sistema y mantener la planta de potencia operativa durante intervalos largos (horas).

A la hora de elegir el almacenamiento se tienen diferentes opciones como son: sales fundidas, aceite térmico, en hormigón, en cerámica, por cambio de fase, etc...

Debido al gran volumen de almacenamiento requerido, se emplean sales de nitrato fundidas como fluido de almacenamiento. El tipo de sales aquí empleado está compuesto por un 60% de Nitrato de Sodio y un 40% de Nitrato de Potasio. Las propiedades principales de las sales son [13]:

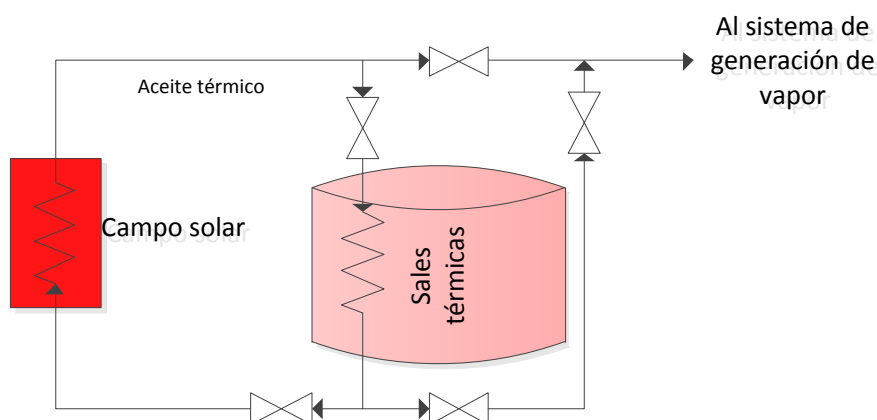
- Excelente medio de almacenamiento térmico.
- Pueden dar problemas debido a su alto punto de congelación (220° C).
- Para mantener las sales fundidas se precisa un sistema relativamente complejo de calentamiento.
- Circulación continua.

Las propiedades de las sales fundidas se recogen en la *Tabla 5*. El resto de características se recogen en el *ANEXO F: PROPIEDADES DE LAS SALES TÉRMICAS*.

Tabla 5: Propiedades de las sales [13]

Propiedades físicas	NaNO ₃ -KNO ₃ (60%-40%)
Densidad (kg/m ³)	1899
Viscosidad (Pa·s)	2.1 10 ⁻³
Punto de fusión (°C)	222
Calor específico (J/kgK)	1423.5
Calor latente (kJ/kg)	132.6
Conductividad térmica (W/mK)	0.536

En cuanto a la configuración de los tanques de almacenamiento se ha seleccionado un solo tanque de almacenamiento que en los momentos en los que la radiación es mayor se calienta mediante el intercambio con el aceite térmico, y en los momentos en los que la radiación solar es menor de la necesaria calienta el aceite térmico para que produzca vapor (*Figura 6*) [14].


Figura 6: Esquema del tanque de sales térmicas

El tamaño del almacenamiento térmico permite a la planta funcionar a potencia nominal durante un período de tiempo determinado (horas) hasta que se vacíe, sin que exista aporte térmico de ningún otro tipo. El sistema de almacenamiento térmico funciona en paralelo al sistema de caldera auxiliar de gas natural para, que en caso de que el aporte solar no sea suficiente, se pueda operar con una fuente de energía alternativa.

2.4.2.2 CALDERA AUXILIAR DE GAS NATURAL

El sistema funciona como apoyo a la planta cuando no se cuente con la suficiente radiación solar como para producir vapor en el evaporador. Está interconectada al campo solar y al almacenamiento térmico para intercambiar calor a ambos sistemas, según el caudal destinado al generador de vapor provenga de uno u otro.

2.4.3 SISTEMA DE TRANSFORMACIÓN ELÉCTRICA

Comprende los dos sistemas en los que el vapor se transforma en energía mecánica y posteriormente en energía eléctrica.

2.4.3.1 TURBINA DE VAPOR

La turbina de vapor recibe vapor sobrecalentado del sobrecalentador en las condiciones de diseño (100 bares y 370°C), utilizándolo para la producción eléctrica.

Se encuentra dividida en dos partes, una parte de alta presión y otra de baja presión con un recalentamiento entre las dos. A la turbina de alta presión llega el vapor sobrecalentado del generador de vapor en donde se expande, más adelante se recalienta y continúa su expansión en la turbina de baja presión. El vapor cede su energía transformándola en energía cinética que acciona el generador que produce la electricidad.

La turbina utilizada es una turbina horizontal y de flujo axial de Siemens, el modelo SST-700. La elección de la turbina se ha fundamentado en su amplio rango de trabajo (desde 20 a 80 MW), siendo ésta una condición necesaria debido a los cambios de condiciones de operación que se dan en este tipo de centrales. La turbina permite realizar recalentamiento en su mismo cuerpo estructural. Las condiciones del vapor de entrada del cuerpo de alta presión pueden ser de hasta 165 bares y 565 °C [15]. Dicha turbina es la que se utiliza en la mayoría de las centrales termosolares de concentración. Las características de la turbina seleccionada se pueden consultar en el *ANEXO E: PROPIEDADES DE LA TURBINA DE VAPOR SST-700*.

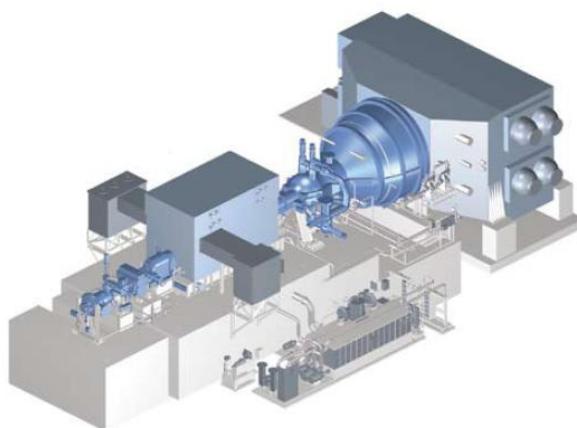


Figura 7: Turbina Siemens SST 700 [15]

2.4.3.2 GENERADOR ELÉCTRICO

La planta dispone de un generador eléctrico de 59 MVA, 50Hz, de dos polos asociado a la turbina de vapor [13].

2.5 SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR

El Sistema de generación de vapor se encarga de producir y sobrecalentar el vapor que se introduce en la turbina. Por otra parte también produce el recalentamiento del vapor proveniente del lado de alta de la turbina y los suministra al lado de baja de la turbina. El objetivo del recalentamiento es aumentar el rendimiento del ciclo obteniendo vapor sobrecalentado a partir de vapor saturado procedente de la turbina de alta. En el sistema de generación de vapor intervienen dos fluidos: el fluido caliente que es el aceite térmico procedente del campo solar, o del sistema auxiliar de calentamiento, y el agua de alimentación procedente del condensador antes de entrar en el economizador

La potencia del sistema de generación de vapor tiene que venir determinada por la potencia neta de la planta, así como del rendimiento de la turbina y el generador de la misma. Considerando un rendimiento de sobrecalentador del 79 % ($\eta_{\text{sobre}}=0.79$), de la turbina como el 88 % ($\eta_{\text{turb}}=0.88$) y del generador eléctrico del 88% ($\eta_{\text{gen}}=0.88$) se tiene que debe suministrar una potencia de 64 MW (sección 2.6).

A la hora de escoger la configuración del sistema de generación de vapor se selecciona instalar dos trenes paralelos con la capacidad al 50 % cada uno de ellos. Las razones de poner dos trenes paralelos es el poder funcionar con uno sólo en caso de avería y el hecho

de que sería inviable la fabricación de los equipos debido al gran tamaño que éstos supondrían [13].

Como se ha decidido operar con dos trenes paralelos al 50 % de capacidad se calcula que la potencia total asignada al sistema de generación de vapor es de 128 MW.

2.5.1.1 EQUIPOS DE GENERACIÓN DE VAPOR

Para la producción del vapor necesario para la producción eléctrica se utilizan equipos para la formación y sobrecalentamiento del vapor, así como otros equipos para el recalentamiento del vapor procedente de la turbina de baja presión.

Debido a la especial configuración de la planta termosolar y a sus características, el sistema de generación de vapor es diferente que el de las centrales térmicas convencionales. En las primeras se tiene una caldera en la cual se produce la combustión de un combustible fósil, que provoca el calentamiento (hasta la evaporación en el calderín) del agua de alimentación. Esta misma combustión es aprovechada para producir el recalentamiento entre la turbina de alta y de baja. El calor residual de la turbina es aprovechado para precalentar el agua procedente del condensador y suministrar calor al economizador.

En las centrales termosolares al no disponer de caldera de combustión se divide la generación de vapor en etapas de calentamiento en intercambiadores de calor independientes. Los equipos son los siguientes:

- **Precalentador:** Se trata de un intercambiador de calor tipo carcasa-tubos encargado de precalentar el agua de alimentación antes de introducirla en el evaporador, mediante el aceite térmico proveniente del evaporador antes de introducirlo en el campo solar.
- **Evaporador:** Intercambiador de calor tipo *Kettle boiler* en el cual se produce la evaporación del agua de alimentación utilizando el enfriamiento del aceite proveniente del sobrecalentador. El vapor resultante pasa al Sobrecalentador.
- **Sobrecalentador:** Intercambiador tubo carcasa que sobrecalienta el vapor producido en el evaporador mediante el enfriamiento del aceite térmico que proviene del campo solar. El vapor sobrecalentado se dirige a la turbina de vapor, para producir la electricidad.

- **Recalentador:** Intercambiador tubo-carcasa encargado de recalentar el vapor antes de la turbina de baja presión para así mejorar la eficiencia del ciclo Rankine.

En la *Figura 8* se muestra el ciclo del agua de alimentación y del aceite térmico en el sistema de generación de vapor.

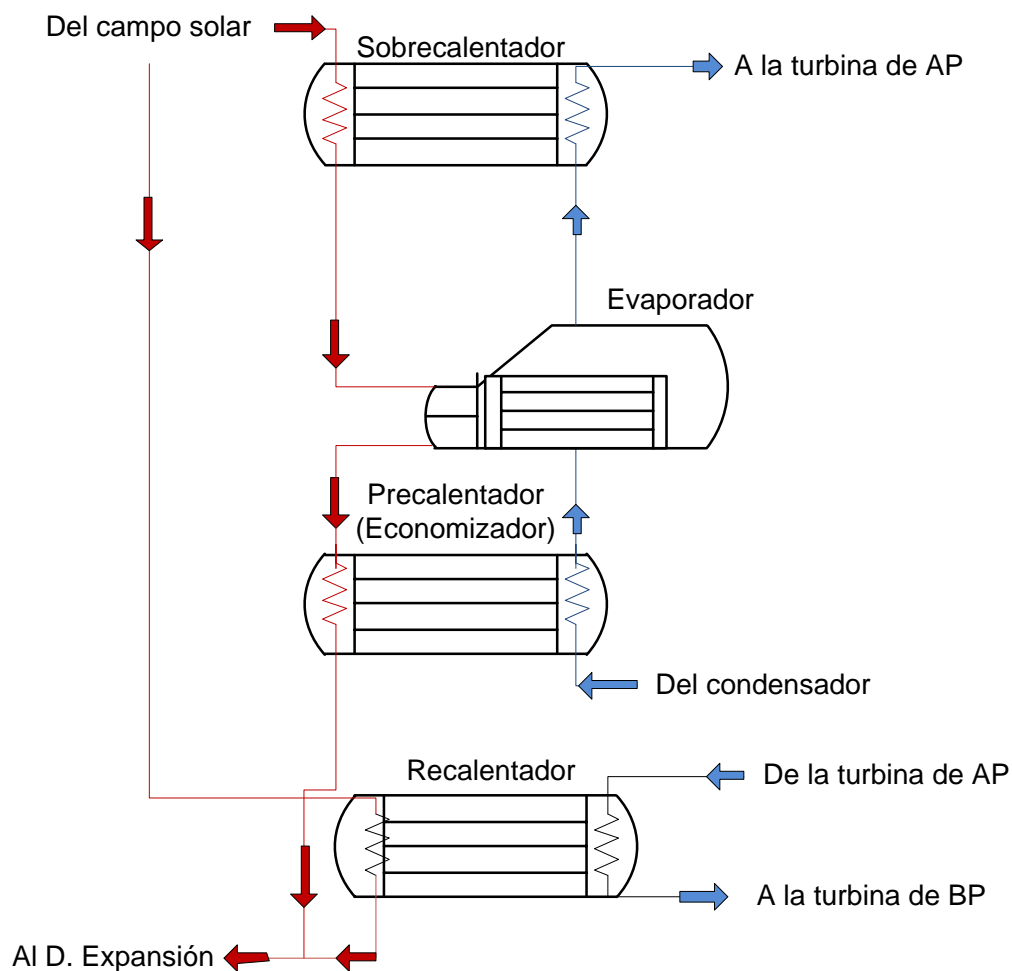


Figura 8: Esquema sistema de generación de vapor

Como se observa en la figura anterior, en el diseño de la central termosolar se prescinde de calderín porque la evaporación se produce en el evaporador *Kettle*. En la sección 3 se aborda el diseño del evaporador como elemento fundamental del sistema de generación de vapor.

2.6 DIAGRAMA DE FLUJOS DEL PROCESO

En la Figura 9 se muestra el diagrama de flujos del proceso, en el cual se representa las temperaturas y presiones de todos los nodos de la central que serán los datos utilizados en los cálculos del proyecto [13]:

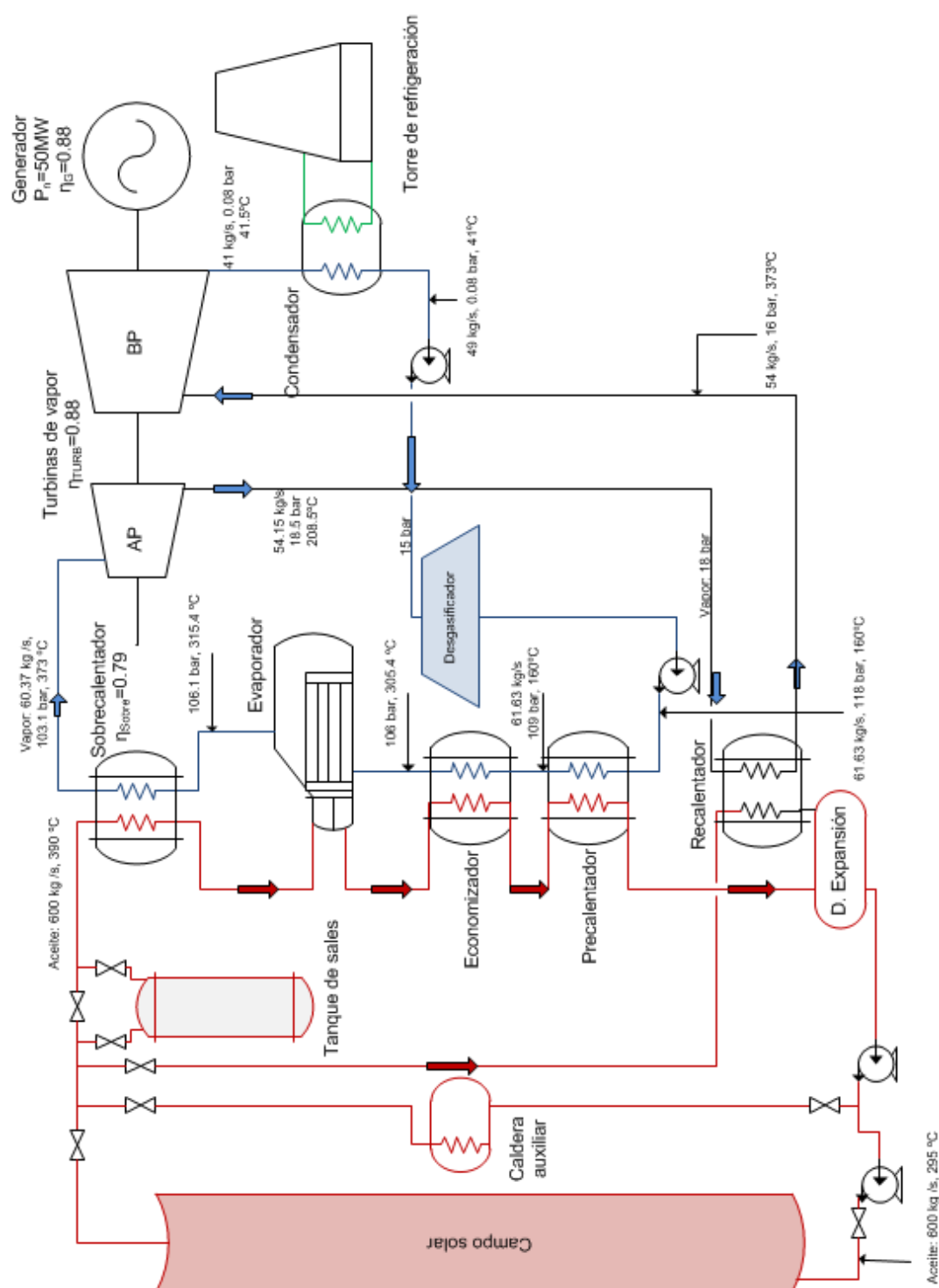


Figura 9: Diagrama de flujos del proceso

2.7 MODOS DE OPERACIÓN DE LA PLANTA

Condiciones nominales: Son periodos en los que la planta se encuentra operativa y opera correctamente utilizando la energía térmica procedente del calentamiento del aceite térmico. Se genera la potencia nominal para la cual se encuentra diseñada la central (50 MW) de manera continua. Las condiciones ambientales de diseño son: Temperatura ambiente: 28°C y humedad relativa 50%.

Periodos fríos: En periodos fríos el conjunto puede operar correctamente con temperaturas ambientes mínimas de -5°C, controlando que la temperatura del agua de refrigeración no baje de 5°C.

Periodos cálidos: En periodos cálidos el conjunto puede operar correctamente con temperaturas ambientes máximas secas de hasta 45°C y húmedas hasta 35°C, controlando que la temperatura del agua no supere los 40°C.

Carga parcial: El ciclo opera también habitualmente a cargas parciales, básicamente en condiciones estacionarias, al 25%, al 50% o al 75% de carga, por lo que está adecuadamente diseñado para operación en estas condiciones, con menor potencia térmica disipada.

Standby: El ciclo permanece durante cortos periodos en standby, con turbina desacoplada de la red, con mínimo consumo de vapor y a un régimen de revoluciones bajos.

3. DISEÑO DEL EVAPORADOR

3.1 OBJETIVOS Y ALCANCE

En este apartado se describe el evaporador utilizado en la central termosolar y el cálculo de los parámetros del mismo. Al tratarse de una transferencia de calor en ebullición se introducen los métodos de cálculo utilizados. También se describen las propiedades de los fluidos de trabajo y se seleccionan las características que optimicen el intercambiador (Figura 14).

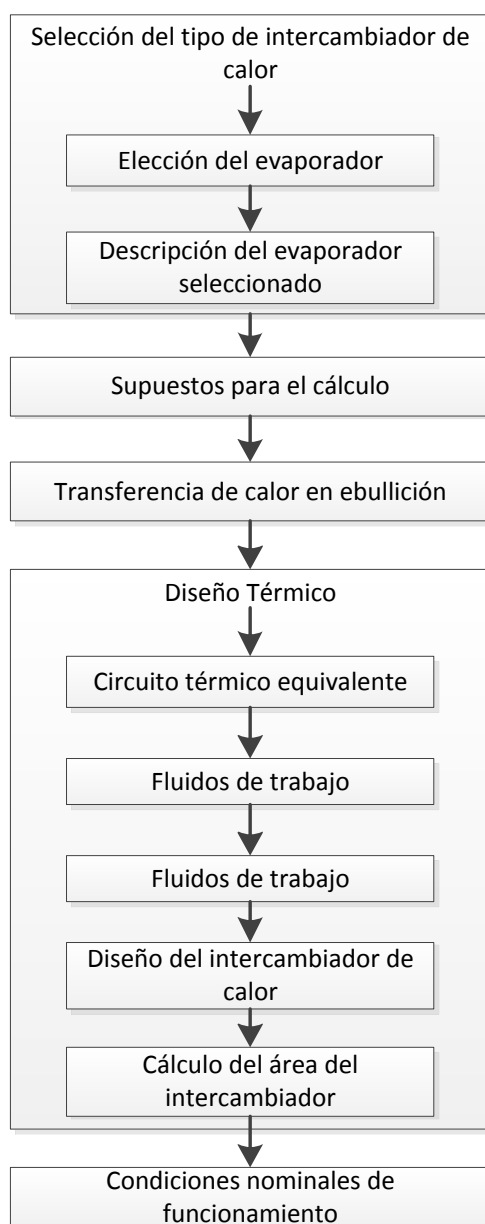


Figura 10: Esquema de diseño del intercambiador

3.2 SELECCIÓN DEL TIPO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR

Para el evaporador de la central termosolar se ha elegido un intercambiador tipo tubo carcasa, y dentro de la variedad de intercambiadores tubo carcasa se ha seleccionado el intercambiador tipo Kettle. Las razones por las que se ha escogido este tipo de intercambiador se describen a continuación.

3.2.1 ELECCIÓN DEL EVAPORADOR

A la hora de elegir el evaporador de la planta se deben tener en cuenta una serie de criterios de selección. Los criterios de selección son múltiples pero los principales son: el tipo de fluidos de trabajo, las presiones y temperaturas de operación, la transferencia de calor, la efectividad, la tendencia al ensuciamiento y el coste [16]. Teniendo en cuenta los criterios previamente descritos se pasa a la selección del tipo de intercambiador.

3.2.1.1 MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN

Para un funcionamiento fiable y continuo, los materiales de construcción, para la fabricación de los intercambiadores de calor, deben tener una tasa de corrosión adecuada para el entorno de servicio. Además, el material debe tener una gran resistencia mecánica para poder soportar, sin daños, la presión y las temperaturas para las que fue diseñado.

Según Kuma Rayaprolu en su libro, *Boilers for Power and process* [17], el material constructivo para los tubos se debe seleccionar en función de dos parámetros: la temperatura, ya que ésta determina la rapidez de oxidación en los mismos, y la resistencia mecánica del material a la temperatura de operación. Otro parámetro fundamental para la elección del material es el coste del mismo. Para los tubos de los evaporadores Rayaprolu recomienda cinco materiales fundamentalmente como se puede observar en la *Tabla 40 (ANEXO H: PROPIEDADES DEL ACERO 219 T1)*. De los materiales recomendados se selecciona el Acero al Molibdeno 0.3-0.5 Mo (209 T1), ya que la temperatura máxima en el evaporador no supera los 400 °C y este material tiene como límite superior los 524 °C. Además, de los posibles materiales, es el más barato y tiene una resistencia mecánica adecuada para el proceso. Las propiedades del acero seleccionado se pueden consultar en la *Tabla 39*.

3.2.1.2 PRESIONES Y TEMPERATURAS DE OPERACIÓN

Presión

La presión de diseño es fundamental para poder diseñar el espesor de los materiales que se encuentran en contacto con los fluidos. La presión de diseño para el intercambiador es del orden de 100 bares por lo que se debe seleccionar un intercambiador que sea capaz de soportar presiones altas.

Temperatura

La temperatura de diseño es importante ya que indica cuanto tiempo un material, a dicha temperatura y a la presión de diseño, es capaz de resistir. En el caso de estudio, la temperatura de diseño es de 380 °C por lo que la mayoría de los intercambiadores son capaces de soportarla sin deformarse.

El proceso tiene unas condiciones de presión alta (100 bar) y se encuentra a temperaturas medias (380°C), por lo que el intercambiador de calor que mejor se adapta a estas condiciones de operación es el tubo carcasa. Los intercambiadores de calor de tubo carcasa pueden ser diseñados bajo numerosas combinaciones de presión y temperatura. En casos extremos de alta presión las limitaciones se imponen en el espesor de los intercambiadores y el peso del mismo. La diferencia de temperaturas en las condiciones de diseño puede inducir expansión en los materiales, lo cual hace que se encuentren sometidos a stress mecánico. Esto puede provocar vibraciones en la carcasa.

3.2.1.3 FLUIDOS DE TRABAJO

El flujo másico de las corrientes que trabajan en el intercambiador determina el área de circulación de los fluidos en el mismo. Se requiere una gran área de circulación para limitar la velocidad del flujo a través de los conductos, ya que las altas velocidades del flujo se encuentran limitadas por la caída de presión, la erosión y las vibraciones en la carcasa.

En el diseño de la central no se tienen elevados flujos másicos por lo que este parámetro no es crítico a la hora de seleccionar el intercambiador.

3.2.1.4 EFECTIVIDAD TÉRMICA

La efectividad térmica se define como la razón de la transferencia de calor lograda en un intercambiador de calor y la máxima transferencia posible, si se dispusiera de área infinita de transferencia de calor. Es uno de los parámetros fundamentales en los intercambiadores de calor que indica el buen funcionamiento del mismo.

3.2.1.5 TENDENCIA AL ENSUCIAMIENTO

El ensuciamiento se define como la formación de sustancias indeseables en las superficies del intercambiador de calor que impiden la transferencia de calor y dificultan la circulación de los fluidos, aumentando la caída de presión. El crecimiento de los depósitos de sustancias no deseadas hace que el funcionamiento del intercambiador empeore con el tiempo.

Como los fluidos del proceso no provocan un ensuciamiento excesivo no afecta mucho este problema en el diseño del intercambiador.

3.2.1.6 TIPOS DE FLUIDOS Y FASES DE OPERACIÓN

La fase de los fluidos que trabajan en el intercambiador de calor es un criterio muy importante a la hora de seleccionar el tipo de intercambiador. En los procesos en los que intervienen la fase líquida y gaseosa de un fluido se debe seleccionar el tipo de intercambiador en el que se maximice la transferencia de calor, ya que esto determina en gran medida el tipo de evaporador.

Al tener un intercambio de calor en ebullición se debe seleccionar un intercambiador que favorezca y maximice la evaporación del fluido.

3.2.1.7 COSTE TOTAL

Existen dos tipos de costes a considerar en el diseño del intercambiador de calor: el coste de fabricación del mismo y el coste de operación, en el cual se incluyen los costes de mantenimiento. En la mayoría de los casos, cuanto menor sea el área de transferencia y menos complejo sea su diseño, menor es el coste del mismo.

3.2.1.8 COMPARACIÓN ENTRE INTERCAMBIADORES Y SELECCIÓN

En la *Tabla 6* se recogen la comparación entre diferentes intercambiadores en función de parámetros críticos en el diseño del mismo.

Tabla 6: Comparación entre intercambiadores [18]

Criterio	Refrigerado por aire	Placa	Placa espiral	Lámina	Placa con aleta	Tubo enroscado	Doble tubo	Tubo carcasa
Presión (bar)	414	20.7	17.25	41.4	68.9	68.9	41.4	551.71
Temperatura (°F)	-	260	399	537.8	399	482.8	537.8	5538
Max (ft ² /unid.)	-	1600	3000	10000	1000	200000	300	30000
Compacto	•	••••	••••	••	•••••	••••	•	•
Limpieza	••	••••	••••	••	•	•	••	••
Química	••	••••	••••	••	••	••	••	••
Coste/ ft ²	••	••••	••	••	•••••	••••	••	••
Mantenimiento	••	••••	••••	••	•	•	••	••
Riesgo de corrosión	•••	••••	••••	••••	••	••••	••••	••
Riego de ensuciamiento	••	••••	••••	••	••	••	••	•
Efecto de ensuciamiento	•	••••	••••	••	•	••	••	••
Cambio en el duty después de instalación	••	••••	•	•	••	••	•	•
Flujo de Temp.	•	••••	••••	••	•••••	••	••	••
Flujo viscoso	•	••••	••••	••	•••••	••	••	•
Sensibilidad del fluido al calor	••	••••	••••	••	••	••	••	•
Flotabilidad de sólidos	•	••	••••	••	•	•	••	•
Gases	••••	•	••	••	••••	••••	••••	••••
Cambio de fase	••••	•	••••	••	••••	••••	••••	••••
Multi-fluido	••	••	•	••	••••	••••	••	••

Tras estudiar los diferentes parámetros de selección se llega a la conclusión de que un intercambiador tubo carcasa es el que mejor cumple las condiciones del proceso por lo que es el seleccionado.

En la industria se utilizan fundamentalmente tres tipos de evaporadores: evaporador tipo Kettle, el evaporador *termosyphon* horizontal y el vertical [19]. La diferencia entre los evaporadores *kettle* y los *termosyphon* es que la circulación en los últimos se encuentra determinada por la convección natural mientras que en el *kettle* se trata de una forzada.

Como evaporador de la central termosolar se selecciona el evaporador tubo carcasa tipo Kettle por las razones que a continuación se detallan.

3.2.2 DESCRIPCIÓN DEL EVAPORADOR KETTLE

Los intercambiadores tipo Kettle se caracterizan por su amplia carcasa, en la cual se separan las fases líquida y vapor del fluido. Normalmente el líquido se mantiene justo por encima de los tubos gracias a un separador vertical.

Debido al burbujeo producido en la ebullición y a las perturbaciones sufridas por la superficie del líquido, como por ejemplo la expansión de la mezcla líquido vapor, suele producirse cierto rebose del fluido. El líquido que rebosa por encima del separador se recoge en la parte inferior del intercambiador para purgarlo al exterior y reincorporarlo posteriormente al proceso.

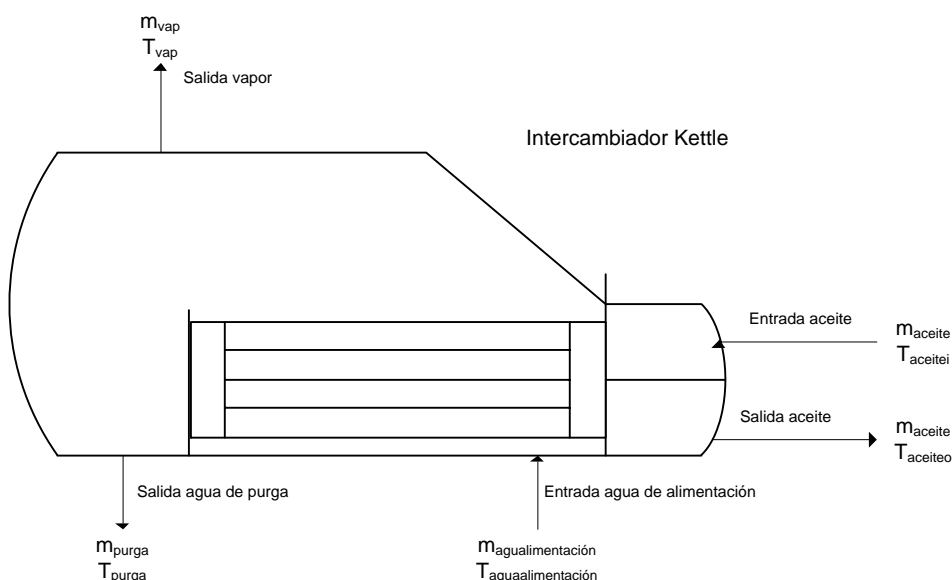


Figura 11: Intercambiador de calor tipo Kettle

El nivel del líquido en la parte de purga suele estar controlado mediante un nivel, que asegura que la cantidad de líquido que rebosa sea constante y se encuentre controlado. Este nivel permite abrir la válvula situada en la parte inferior del intercambiador para que se produzca la purga del líquido cuando sea necesario.

El vapor producido en el banco de tubos se recoge en la parte superior del intercambiador y se suele enviar a una columna de destilación para terminar de separar la fase líquida de la fase vapor.

El banco de tubos consiste en tubos de doble paso en forma de U con la cabeza flotante.

A continuación se pasa a describir las ventajas, inconvenientes y mejores aplicaciones de este tipo de intercambiadores [18].

3.2.2.1 VENTAJAS

Los intercambiadores tipo Kettle suelen ser poco sensibles a los cambios hidrodinámicos por lo que suelen ser bastante fiables y fáciles de dimensionar.

El coeficiente de transferencia de calor no es muy sensible a la cantidad de circulación o a las condiciones locales del vapor excepto en dos condiciones extremas: primero por una gran cantidad de vapor en la salida producido por un diámetro en el banco de tubos muy grande o una gran diferencia de temperaturas, y segundo por una diferencia de temperaturas muy baja en la que la circulación controlada por la ebullición convectiva es el mecanismo dominante. Entre estos extremos, y debido a que los efectos se compensan, se puede realizar una buena estimación del coeficiente global de transferencia de calor sin necesidad de realizar cálculos hidrodinámicos para el flujo recirculado en el interior de la carcasa.

En este tipo de intercambiadores la separación entre los fluidos se produce dentro de la carcasa, por lo que el proceso de cálculo de caída de presión en la tubería de salida se elimina.

A muy altas presiones, cerca del punto termodinámico crítico, su operación es mucho mejor que otro tipo de evaporadores en los que afecta en mayor medida las dificultades para la circulación del flujo (debido a sus características constructivas).

A altas diferencia de temperatura, los grandes flujos de calor se consiguen incrementando lo suficiente el *pitch* (distancia entre tubos). A baja diferencia de temperaturas se pueden conseguir altas circulaciones de fluido utilizando *pitch* pequeños.

3.2.2.2 INCONVENIENTES

Los intercambiadores tipo Kettle son los intercambiadores que más ensuciamiento provocan. Esto es debido a que en la vaporización los compuestos tienden a acumularse

en la carcasa, a no ser que se establezca un mantenimiento adecuado. Esta concentración de sustancias indeseadas puede causar problemas en los extremos o en materiales corrosivos, por este motivo el material seleccionado para la construcción de los tubos del intercambiador es el acero al Molibdeno 0.3-0.5 Mo (209 T1) cuya resistencia a la corrosión es muy alta [17].

Otra desventaja de este tipo de intercambiadores es el aumento de la temperatura de ebullición. A la vez que el fluido se desplaza hacia arriba a lo largo del banco de tubos y se produce la vaporización, los componentes más pesados se concentran en la fase líquida y esto provoca que la temperatura de ebullición aumente. En la parte de arriba del banco de tubos la fase vapor sale hacia arriba con el resto de vapor, pero la fase líquida vuelve y se mezcla con el flujo de entrada. Esto provoca un aumento de la transferencia de calor, que en otro tipo de intercambiadores de piscina no ocurre.

Otro efecto de la recirculación que puede provocar problemas en el intercambiador es el penacho de vapor y líquido provocado en la parte superior del intercambiador debido a la velocidad en la recirculación.

La última desventaja que se puede dar en estos intercambiadores es el sobredimensionamiento de la carcasa que puede provocar un sobre coste muy alto.

3.2.2.3 MEJORES APLICACIONES

Este tipo de intercambiadores de calor son utilizados en aplicaciones en las que participen fluidos limpios (por lo menos en el lado de la carcasa), por la tendencia que tienen al ensuciamiento, como hemos explicado en el apartado anterior de desventajas. También, el mejor funcionamiento se consigue para procesos en los que la diferencia de temperaturas entre los fluidos es pequeña debido a la recirculación.

En el caso de estudio, el fluido circulante por la carcasa es un fluido limpio por lo que el problema de ensuciamiento es menor. La diferencia de temperaturas entre los fluido es muy pequeña, y mediante el uso de este tipo de intercambiadores se consigue una ebullición limpia del agua, obteniéndose de manera independiente la fase vapor.

Tabla 7: Características Kettle

Ventajas	Inconvenientes
Poco sensibles a cambios hidrodinámicos	Excesivo ensuciamiento
Coeficiente de transferencia de calor poco sensible a cambios en los flujos	Aumento de la temperatura de ebullición
Separación de los fluidos en la carcasa	Si existe recirculación pueden aparecer problemas en el intercambiador
Operación mejor que otros intercambiadores a presión de diseño	En caso de sobredimensionamiento aumenta mucho el coste (debido en gran medida a la carcasa)

3.3 SUPUESTOS PARA EL CÁLCULO DEL EVAPORADOR

Para analizar el problema del intercambiador de calor, se asumen una serie de supuestos para que se simplifique su análisis. Dichas suposiciones son las siguientes:

1. La transferencia de calor se realiza bajo condiciones estacionarias.
2. Las pérdidas de calor por las paredes del intercambiador son nulas, por lo que se aproxima el modelo de transferencia como un sistema adiabático.
3. No existen fuentes de energía dentro del intercambiador, por lo que en su interior no se genera calor.
4. La temperatura de los fluidos se considera uniforme a lo largo de cada sección en los intercambiadores de calor.
5. La resistencia térmica de las paredes se distribuye de manera uniforme a lo largo de todo el intercambiador de calor.
6. Sólo se considera transferencia de calor por conducción de forma transversal, por lo que se desprecia la conducción longitudinal.
7. Los coeficientes de transferencia de calor son constantes para todo el intercambiador de calor.
8. El calor específico de cada fluido se considera constante a lo largo de todo el intercambiador de calor, por lo que capacidad de transferencia de calor en cada lado se supone constante.
9. La velocidad y temperatura a la entrada del intercambiador de calor de cada fluido son uniformes a lo largo de la misma.
10. El flujo másico se distribuye de manera uniforme en el intercambiador de calor, sin problemas de mala distribución en el mismo.

11. Se desprecian los efectos producidos por la energía cinética y energía potencial.
12. El caudal de agua de purga se supone constante, ya que su variación es muy pequeña.
Por tanto, la altura del agua de purga se mantiene constante dentro del intercambiador.
13. No se considera el efecto que pueda tener el volumen de la burbuja en la transferencia de calor, ni la transferencia de calor entre las fases.
14. Se considera que el intercambiador de calor tiene un área exterior constante, para poder simplificar los cálculos.

3.4 TRANSFERENCIA DE CALOR EN EBULLICIÓN [20]

En los evaporadores tipo Kettle la ebullición suele producirse en la superficie exterior de los tubos sumergidos. Un fluido en ebullición consiste en una mezcla bifásica de vapor y líquido. Cuando ambos fluidos fluyen alrededor de un tubo o por su interior se pueden dar un gran número de regímenes diferentes, dependiendo de la tasa de vaporización y de las cantidades de vapor y líquido presentes en el mismo.

En la ebullición en piscina, la ebullición se produce en la superficie exterior de los tubos que se encuentran sumergidos en el líquido. Cuando la temperatura de la superficie del sólido, T_s , supera a la temperatura de saturación del líquido, T_{sat} , las burbujas de vapor se forman en los sitios de nucleación de la superficie del sólido, crecen y suben a la superficie del líquido. La fuerza dominante en el intercambio de calor es $\Delta T_e = T_s - T_{sat}$, llamada sobrecalentamiento.

En la curva de ebullición se dibuja una curva de transferencia de calor frente al sobrecalentamiento, como se muestra en la *Figura 12*.

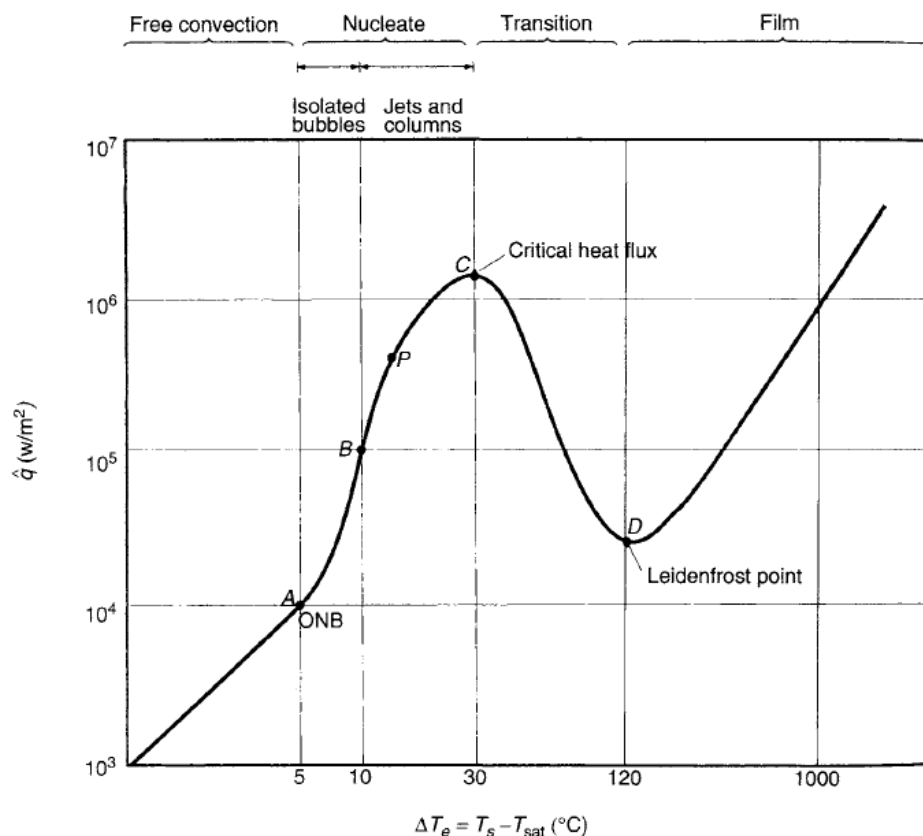


Figura 12: Curva de ebullición [20]

El punto A de la curva señala el punto de inicio de la nucleación en la ebullición (*onset of nucleate boiling*, ONB). A bajos sobrecalentamientos, la transferencia de calor se produce únicamente por convección natural. La nucleación en la ebullición se produce entre los puntos A y C de la curva. Dos regímenes de ebullición diferentes se pueden observar en esta zona. Entre los puntos A y B, la ebullición se caracteriza por la formación de burbujas de vapor aisladas en los diferentes sitios de nucleación dispersos por la superficie del sólido. En este régimen, la transferencia de calor se produce principalmente desde la superficie del sólido directamente hasta el fluido que circula por la misma.

Conforme el flujo de calor se incrementa hasta el punto B, el número de sitios o puntos de nucleación y la tasa de formación de vapor se vuelven tan grandes que aparece la interferencia y coalescencia de las burbujas. El vapor deja la superficie del sólido en columnas que forman, a su vez, otras columnas mucho mayores hasta la superficie del líquido. La alta tasa de formación de vapor comienza a inhibir la circulación del fluido a lo largo de la superficie del sólido, provocando que la pendiente de la curva de ebullición disminuya. El punto de inflexión se produce en P, ya que en este punto la transferencia de

calor alcanza un máximo. El flujo de calor comienza a incrementarse entre los puntos P y C, ya que el incremento del sobrecalentamiento compensa el descenso en la transferencia de calor.

El flujo de calor alcanza un máximo en el punto C, llamado el punto de flujo de calor crítico. En este punto, la tasa de formación de vapor es tan grande que algunas partes de la superficie del sólido se cubren de una película continua de vapor. Como la tasa de transferencia de calor en gases es menos que la transferencia en los líquidos, la transferencia de calor disminuye. A pesar de que la película de vapor es inestable, la región de superficie sólida cubierta por dicha película crece desde el punto C al D. En esta región, en la que el flujo de calor decrece conforme el sobrecalentamiento crece, se le denomina como la región de transición.

El flujo de calor alcanza un mínimo en el punto D, conocido como punto Liedenfro, donde toda la superficie del sólido está cubierta por una manta de vapor. A partir de este punto, el calor es transferido desde la superficie sólida al líquido a través del vapor. A este régimen se le denomina ebullición en película. Como se muestra en la *Figura 12*, en casi toda la superficie se produce la ebullición en película, y por tanto la transferencia de calor por radiación puede ser significativa.

La mayoría de los vaporizadores se diseñan y operan para trabajar en la región de ebullición con nucleación, ya que, las altas temperaturas que se dan en la ebullición en película la hacen poco atractiva.

3.5 DISEÑO TÉRMICO

3.5.1 DESCRIPCIÓN CIRCUITO TÉRMICO EQUIVALENTE

Para el evaporador seleccionado se considera el circuito térmico de la *Figura 13*. Se supone ensuciamiento en ambos lados de la superficie del tubo.

En el estado estacionario el calor se transfiere del fluido caliente al fluido frío por el siguiente proceso: convección del fluido caliente a la superficie interna del tubo, conducción a través del tubo, y convección desde la superficie exterior del tubo al fluido

frío. En el intercambiador se produce ensuciamiento entre los fluidos y las superficies del tubo, por lo que se debe considerar dos resistencias térmicas adicionales: ensuciamiento interior y exterior del tubo. Así, el calor transferido por unidad de área en cualquier sección se expone en la siguiente ecuación:

$$dq = \frac{T_h - T_{h,f}}{dR_{h,e}} = \frac{T_{h,f} - T_{w,h}}{dR_{h,f}} = \frac{T_{w,h} - T_{w,c}}{dR_w} = \frac{T_{w,c} - T_{c,f}}{dR_{c,f}} = \frac{T_{c,f} - T_c}{dR_{h,i}} \quad (1)$$

En donde

T_h es la temperatura del fluido caliente, es decir del aceite, en K,

$T_{h,f}$ es la temperatura en la superficie de la capa de ensuciamiento interior en K,

$T_{w,h}$ es la temperatura en la superficie interior del tubo en K,

$T_{w,c}$ es la temperatura en la superficie exterior del tubo en K,

$T_{c,f}$ es la temperatura en la superficie de la capa de ensuciamiento exterior en K,

T_c es la temperatura del fluido frío, es decir del agua, en K,

$R_{h,e}$ es la resistencia térmica del fluido caliente en K/W,

$R_{h,f}$ es la resistencia térmica de la capa interior de ensuciamiento en K/W,

R_w es la resistencia térmica equivalente del tubo en K/W,

$R_{c,f}$ es la resistencia térmica de la capa exterior de ensuciamiento en K/W,

$R_{h,i}$ es la resistencia térmica del fluido frío en K/W.

Que se puede expresar como:

$$dq = \frac{T_h - T_c}{dR_0} = U dA (T_h - T_c) \quad (2)$$

En la que la resistencia térmica equivalente es:

$$\frac{1}{U dA} = dR_0 = dR_h + dR_{h,f} + dR_w + dR_{c,f} + dR_c \quad (3)$$

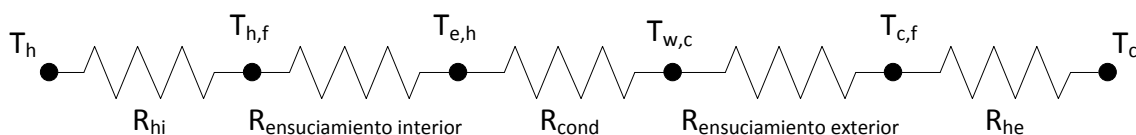


Figura 13: Circuito térmico equivalente de un tubo

3.5.2 FLUIDOS DE TRABAJO

Para conseguir la vaporización del agua en el intercambiador Kettle se utiliza aceite térmico proveniente del recalentador. Se deben conocer las propiedades de ambos fluidos, en las condiciones de presión y temperatura de trabajo, para hacer una buena estimación de la transferencia de calor entre ambos. En la *Tabla 8* y *Tabla 9* se recogen las propiedades de los fluidos de trabajo que intercambian calor en el evaporador Kettle.

Tabla 8: Propiedades del aceite Therminol VP1

	Therminol VP1
Viscosidad dinámica (Pa·s)	$164 \cdot 10^{-6}$
Densidad (kg/m ³)	736
Conductividad térmica (W/m·K)	0.082
Capacidad calorífica (kJ/kg·K)	2.517

Tabla 9: Propiedades del agua líquida a 315°C

	Agua (315°C)
Viscosidad dinámica (Pa·s)	$84 \cdot 10^{-6}$
Densidad (kg/m ³)	677.094
Conductividad térmica (W/m·K)	0.513
Capacidad calorífica (kJ/kg·K)	6.41
Tensión superficial (N/m)	$10.5 \cdot 10^{-3}$

3.5.3 DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Para el diseño del ciclo de generación de vapor se decide colocar dos trenes paralelos para la generación del vapor al 50 % de capacidad cada uno (sección 2.5).

El material seleccionado para los tubos es el Acero al Molibdeno 0.3-0.5 Mo (209 T1). Se ha seleccionado este material atendiendo a sus propiedades térmicas (alta conductividad térmica y Capacidad calorífica), a sus propiedades físicas (densidad moderada y buena resistencia mecánica) y a su capacidad para evitar la oxidación que dañaría el intercambiador de calor (sección 3.2.1.1).

Algunas propiedades del material se recogen en la tabla 10, aunque el resto se pueden consultar en la *Tabla 39 (ANEXO H: PROPIEDADES DEL ACERO 219 T1)*.

Tabla 10: Propiedades del acero 209 T1

	Acero al Molibdeno 0.3-0.5 Mo
Densidad (kg/m ³)	8238
Conductividad térmica (W/m·K)	21
Capacidad calorífica (kJ/kg·K)	560

3.5.3.1 ESTIMACIÓN DE LOS PARÁMETROS DEL CONJUNTO DE TUBOS

DIÁMETRO Y ESPESOR DE LOS TUBOS

El diámetro exterior de los tubos es un parámetro crítico dentro del diseño del intercambiador. Un diámetro pequeño permite tener el empaquetamiento de los tubos mucho más pequeño, pero por el contrario dificulta la limpieza de los mismos, tanto interior como exterior. El rango de selección del diámetro exterior suele estar comprendido entre 19 y 25 mm [18]. Se selecciona como diámetro exterior 19.05 mm.

A la hora de seleccionar el espesor se deben tener en cuenta parámetros como el coste de los tubos, la resistencia a corrosión y la estandarización del espesor seleccionado. También se debe tener en cuenta la presión interna y externa para que los tubos con el espesor seleccionado no rompan. Los espesores típicos recogidos en el *Heat Exchanger Design Handbook* [18] se muestran en la *Tabla 11*.

Tabla 11: Espesores típicos

Diámetro exterior (D_0)	Espesor (e)
15.88 mm	1.24 mm
19.05 mm	1.65 mm
25.4 mm	2.11 mm
31.75 mm	2.77 mm

Como se ha seleccionado un diámetro exterior de 19.05 mm el espesor típico es de 1.65 mm.

Teniendo ya estos datos podemos calcular el diámetro interior (D_i) como:

$$D_i = D_o - 2 \cdot e = 16 \text{ mm (4)}$$

LONGITUD DE LOS TUBOS

Para seleccionar la longitud de los tubos se debe tener en cuenta el área de intercambio, para poder minimizar la longitud de los mismos así como su diámetro. Al ser el cálculo del área mínima de intercambio el objetivo de este apartado, debemos seleccionar la longitud de los tubos y con ella conseguir el área de intercambio. Las longitudes de tubo más comunes comprenden desde 3600 mm hasta 9000mm, para conjuntos de tubos extraíbles (que faciliten su limpieza) [18].

La longitud de tubo seleccionada atendiendo a lo anterior es 6000 mm.

DISTANCIA ENTRE TUBOS (PITCH)

Para elegir la distancia entre tubos o *pitch* del conjunto de tubos TEMA (*tubular exchangers manufactures association*) (Figura 70, ANEXO G: TEMA) recomienda que el ratio $\frac{\text{pitch de los tubos}}{\text{Diámetro exterior}}$ no sea menor que 1.25. Los *pitch* mínimos, teniendo en cuenta el ensuciamiento, recogidos en el *Heat Exchanger Design Handbook* [21] son los que se muestran en la Tabla 12.

Tabla 12: Pitch mínimos con ensuciamiento [22]

Diámetro exterior (D_o)	Pitch (p_i)
15.88 mm	22.22 mm
19.05 mm	25.4 mm
25.4 mm	31.75 mm
31.75 mm	39.69 mm

De la *Tabla 12* se escoge el *pitch* mínimo correspondiente al diámetro exterior seleccionado para un fluido sucio (como medida de seguridad para que no existan problemas debido al ensuciamiento), es decir, $p_t=25.4$ mm.

Para un flujo turbulento con ensuciamiento se debe elegir una orientación de *pitch* de 90° , es decir, de orientación cuadrada (*Figura 71*) [22].

DIÁMETRO DE LA CARCASA

Para escoger una carcasa se deben atender a dos criterios en este tipo de intercambiadores: que tenga la dimensión y el espesor mínimo para soportar la presión de diseño y que no se encuentre muy sobredimensionada para evitar su sobre coste.

Atendiendo a estos criterios y basándonos en la selección que se realiza en el *Heat Exchanger Design Handbook* [21], la carcasa seleccionada tiene un diámetro exterior de $D_{carcasa}=1524$ mm con un espesor de 20 mm.

3.5.3.2 CÁLCULO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Para el cálculo del área se estima un área inicial de intercambio de calor, se resuelve el problema térmico y, utilizando el coeficiente global de transferencia de calor y la diferencia media logarítmica de temperaturas, se calcula el nuevo valor del área de intercambio.

El área inicial para el comienzo del cálculo es $A=1250$ m² y mediante sucesivas iteraciones se consigue hallar el área mínima de intercambio de calor. El procedimiento llevado a cabo para el cálculo del área mínima de intercambio se puede ver en la *Figura 14*.

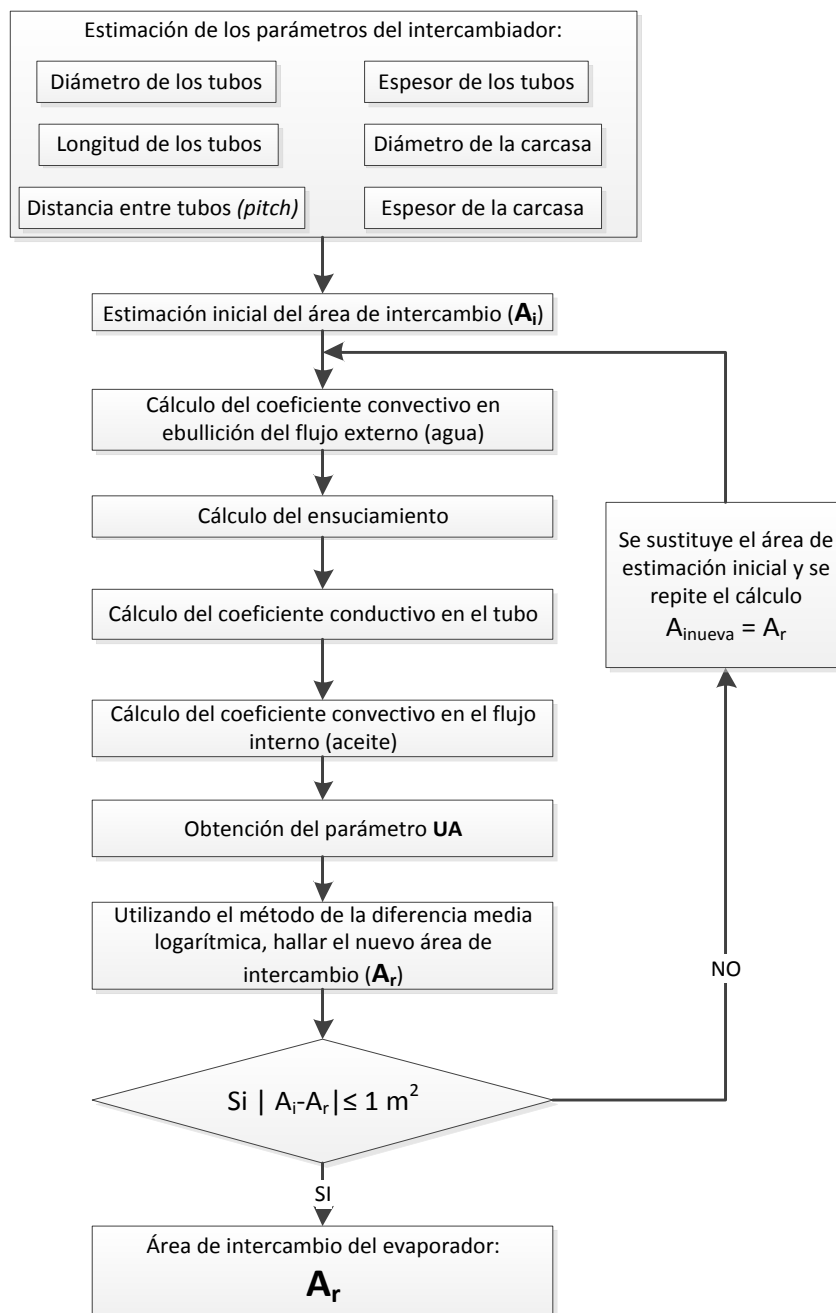


Figura 14: Esquema de diseño del intercambiador de calor

Con los datos de los tubos previamente diseñados se calcula el área interior y exterior de los mismos.

$$A_{tubint} = D_i \cdot \pi \cdot l_t \quad (5)$$

$$A_{tubext} = D_e \cdot \pi \cdot l_t \quad (6)$$

En donde

D_o es el diámetro exterior del tubo en m, cuyo valor es $19.05 \cdot 10^{-3}$ m.

D_i es el diámetro interior del tubo en m, cuyo valor es $16 \cdot 10^{-3}$ m.

l_t es la longitud de los tubos en m, cuyo valor es 6 m.

Resolviendo las ecuaciones 5 y 6 se obtiene que A_{tubint} es igual a 0.297 m² y que A_{tubext} es igual a 0.359 m².

El número de pasos se calcula como el área mínima de intercambio entre el área exterior de los tubos.

$$N_{pasos} = \frac{A}{A_{tubext}} = 3481 \quad (7)$$

Si se establecen dos pasos por tubo se obtiene un número total de tubos calculado mediante la siguiente ecuación:

$$n_{tubos} = \frac{N_{pasos}}{n_{pasostubo}} = 1741 \quad (8)$$

Calculados los parámetros iniciales de diseño del evaporador Kettle, se pasa a calcular el problema de transferencia de calor.

FLUJO INTERNO

Para el cálculo del flujo interno del intercambiador de calor es necesario utilizar el área previamente estimada. En cada iteración del método de cálculo dicha área cambia, por lo que el flujo interno debe ser calculado en todas las iteraciones que se realicen.

Por el interior de los tubos circula el flujo de aceite caliente proveniente del economizador con una temperatura de entrada igual a 379°C. Para calcular el flujo de aceite que circula se utiliza la siguiente ecuación.

$$m_{aceitetubo} = \frac{m_{aceite}}{n_{tubos}} = 0.345 \frac{kg}{s} \quad (9)$$

Para determinar si se trata de un flujo turbulento o laminar se debe calcular el número de Reynolds del caudal de aceite que circula por el interior de cada tubo:

$$Re_{aceite} = \frac{u_{aceite} \cdot D_i \cdot \rho_{ac}}{\mu_{ac}} = 169900 \quad (10)$$

En donde:

$$u_{aceite} = \frac{m_{aceitetubo}}{\rho_{ac} \cdot D_i^2 \cdot \frac{\pi}{4}} = 2.404 \frac{m}{s} \quad (11)$$

Como el Reynolds es mayor que 2300 el flujo interior de los tubos se encuentra en régimen turbulento. Se calcula el número de Prandtl mediante la siguiente ecuación:

$$Pr_{aceite} = \frac{C_{paceite} \cdot \mu_{ac}}{K_{ac}} = 5.034 \quad (12)$$

Como el Reynolds del flujo de interior (aceite) es mayor que 3000 y el número de Prandtl previamente calculado se encuentra entre 0.5 y 200, podemos utilizar la correlación de Gnielinski para el cálculo del Nusselt [23].

$$Nu_{aceite} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (Re_{aceite} - 1000) \cdot Pr_{aceite}}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} \cdot (Pr_{aceite}^{2/3} - 1)} \quad (13)$$

Siendo el factor de fricción calculado mediante la ecuación de Petukhov (para flujos en los que $3000 \leq Re_{aceite} \leq 5 \cdot 10^6$) [23].

$$f = (0.79 \cdot \ln(Re_{aceite}) - 1.64)^{-2} \quad (14)$$

Obteniéndose de las ecuaciones anteriores un factor de fricción $f=0.016$ y un $Nu_{aceite} = 814.562$. Mediante el Nusselt hallado, se calcula el coeficiente de entalpía interno en la siguiente ecuación.

$$h_i = \frac{Nu_{aceite} \cdot K_{ac}}{D_i} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad (15)$$

En donde

D_i es el diámetro interior del tubo en m, cuyo valor es $16 \cdot 10^{-3}$ m.

K_{ac} es la conductividad térmica del aceite en W/m·K, cuyo valor es 21 W/m·K.

De la ecuación anterior se obtiene $h_i = 4241 \frac{W}{m^2 \cdot K}$. Con el valor de h_i se obtiene la resistencia térmica equivalente mediante la siguiente ecuación:

$$R_{ti} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} \left[\frac{K}{W} \right] \quad (16)$$

Resultando $R_{ti} = 7.943 \cdot 10^{-4} \frac{K}{W}$.

CONDUCCIÓN

Para calcular la transmisión de calor por conducción se utiliza la ecuación de transmisión de calor por conducción para elementos tubulares, como se puede ver en la ecuación 17 [23].

$$R_{tcond} = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi \cdot K_{acero} \cdot l_t \cdot n_{tubos} \cdot n_{pasotubo}} \left[\frac{K}{W} \right] \quad (17)$$

En donde

D_o es el diámetro exterior del tubo en m, cuyo valor es $19.05 \cdot 10^{-3}$ m;

D_i es el diámetro interior del tubo en m, cuyo valor es $16 \cdot 10^{-3}$ m;

K_{acero} es la conductividad térmica del acero en W/m·K, cuyo valor es 21 W/m·K;

l_t es la longitud de los tubos en m, cuyo valor es 6 m;

n_{tubos} es el número de tubos, cuyo valor es 1741;

$n_{pasotubo}$ es el número de pasos por tubo que es 2.

Resolviendo la ecuación se obtiene que $R_{tcond} = 6.903 \cdot 10^{-8} \frac{K}{W}$.

FLUJO EXTERNO

El flujo externo se encuentra compuesto por una mezcla bifásica de agua líquida y vapor en la cual se produce la transferencia de calor en ebullición (ver sección 3.4). Para la ebullición en el intercambiador de calor tipo Kettle se debe intervenir tres efectos: la ebullición nuclear en un solo tubo, los efectos convectivos para el banco de tubos y el efecto de la mezcla (en este caso se desprecia al no tener ninguna mezcla en los flujos).

Para el cálculo de la ebullición en un solo tubo se utiliza la correlación semiempírica de Rohsenow, desarrollada en 1962. Rohsenow asumió que el proceso de ebullición se encuentra dominado por el mecanismo de agitación de las burbujas, el cual provoca o induce una transmisión de calor por convección forzada que puede ser relacionada con la correlación de convección forzada habitual mediante la siguiente ecuación [24]:

$$Nu = C_1 \cdot Re^x \cdot Pr^y \quad (18)$$

En el que el número de Nusselt se define usando el diámetro inicial de las burbujas (entre paréntesis en la fórmula) como longitud característica, y α_{nb} es el coeficiente de ebullición nuclear en piscina [20].

$$Nu = \frac{\alpha_{nb}}{\lambda_L} \cdot \left[\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_L - \rho_G)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (19)$$

También definió el número de Reynolds usando la velocidad superficial del líquido como:

$$Re = \frac{q}{h_{LG} \cdot \rho_L} \cdot \left[\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_L - \rho_G)} \right]^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{\rho_L}{\mu_L} \quad (20)$$

Tras esto introdujo una variable empírica para recoger la combinación de líquido-

superficie (C_{sf}), como se muestra en la siguiente ecuación [25]:

$$\frac{C_{pL} \cdot \Delta T}{h_{LG}} = C_{sf} \left\{ \frac{q}{h_{LG} \cdot \rho_L} \cdot \left[\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_L - \rho_G)} \right]^{1/2} \right\}^n \cdot Pr^{m+1} \quad (21)$$

Los valores del coeficiente previamente descrito se recogen en la siguiente tabla, en función de diferentes líquidos y superficies.

Tabla 13: Valores para el coeficiente C_{sf} en varias superficies y líquidos [25]

Fluid	Surface	C_{sf}	n
Benzene	Chromium	0.1010	1.7
Carbon tetrachloride	Copper, polished	0.0070	1.7
Ethyl alcohol	Chromium	0.0027	1.7
Isopropyl alcohol	Copper	0.0025	1.7
n-Butyl alcohol	Copper	0.0030	1.7
n-Pentane	Copper, polished	0.0154	1.7
	Nickel, polished	0.0127	1.7
	Copper, emery-robbed	0.0074	1.7
	Chromium	0.0150	1.7
Water	Brass	0.0060	1.0
	Copper, polished	0.0128	1.0
	lapped	0.0147	1.0
	scored	0.0068	1.0
	Nickel	0.0060	1.0
	Stainless steel, ground & polished	0.0080	1.0
	, Teflon pitted	0.0058	1.0
	, chemically etched	0.0133	1.0
	, mechanically polished	0.0132	1.0
	Platinum	0.0130	1.0

De la *Tabla 13* se selecciona el dato correspondiente al agua y la superficie de acero inoxidable, es decir, $C_{sf} = 0.0133$ y $n = 1$.

Para el cálculo de la resistencia térmica externa equivalente, para la ebullición nuclear de un solo tubo, se utiliza la relación de Rohsenow [20].

$$R_{he} = \left[\frac{C_{sf} \cdot h_{fg}^{2/3}}{C_{pagua}} \cdot \left[\frac{\left[\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_L - \rho_G)} \right]^{1/2}}{\mu_{agua}} \right]^{1/3} \cdot Pr \right] \cdot \frac{1}{A^{1/3} \cdot Q_{gen}^{2/3}} \left[\frac{K}{W} \right] \quad (22)$$

En donde:

C_{sf} es un coeficiente empírico para la combinación de líquido-superficie, cuyo valor es 0.0133;

A es el área en m^2 , cuyo valor estimado inicialmente es $1250 m^2$;

h_{fg} es la entalpía de cambio de fase del agua a $315 ^\circ C$ en kJ/kg , cuyo valor es $1276.85 kJ/kg$;

$C_{p\text{agua}}$ es la capacidad calorífica del agua en kJ/kg·K, cuyo valor es 6.41 kJ/kg·K;

σ es la tensión superficial del agua en N/m, cuyo valor es $10.5 \cdot 10^{-3}$ N/m;

g es la constante de la gravedad en m/s², cuyo valor es 9.81 m/s²;

ρ_L es la densidad del líquido en kg/m³, cuyo valor es 677.094 kg/m³;

ρ_G es la densidad del vaporen kg/m³, cuyo valor es 59.172 kg/m³;

μ_{agua} es la viscosidad del agua en Pa·s, cuyo valor es $84 \cdot 10^{-6}$ Pa·s;

Q_{gen} es el calor generado en la ebullición en W, cuyo valor es $Q_{\text{gen}} = h_{fg} \cdot m_{\text{agua}} = 7.708 \cdot 10^7$ W (23).

Resolviendo la ecuación anterior obtenemos el valor de la resistencia para un solo tubo (teniendo en cuenta sólo el efecto de ebullición nuclear) como $R_{he} = 3.324 \cdot 10^{-8} \frac{K}{W}$.

$$h_{e1} = \frac{1}{R_{te} \cdot A} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad (24)$$

En donde

R_{te} es la resistencia térmica exterior en K/W, cuyo valor es $3.3287 \cdot 10^{-8} \frac{K}{W}$;

A es el área en m², cuyo valor estimado inicialmente es 1250 m².

De la ecuación anterior se obtiene $h_e = 2.433 \cdot 10^4 \frac{W}{m^2 \cdot K}$.

Como se ha expuesto previamente, se ha tenido en cuenta la ebullición nuclear en un solo tubo, pero debemos tener en cuenta también el efecto convectivo del banco de tubos. Para poder tener en cuenta el efecto convectivo del banco de tubos se debe aplicar la siguiente ecuación [20]:

$$h_{ef} = F_b \cdot h_{e1} + h_{nc} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad (25)$$

En la que:

h_{nc} es el coeficiente de convección natural en W/m²K y que para el agua se puede estimar como 1000 W/m²K,

h_{e1} es el coeficiente convectivo para un solo tubo en W/m²K, cuyo valor es $2.433 \cdot 10^4 \frac{W}{m^2 \cdot K}$,

F_b es el coeficiente que tiene en cuenta el efecto convectivo del banco de tubos y se calcula mediante la ecuación desarrollada por Taborek (*Procces Heat Transfer* [20]), como:

$$F_b = 1 + 0.1 \cdot \left[\left[0.785 \cdot \frac{D_b}{\left(\frac{p_b}{D_o}\right)^2 \cdot D_o} \right] - 1 \right]^{0.75} \quad (26)$$

En donde

D_b es el diámetro del conjunto de tubos en m, cuyo valor es 1.504 m;

p_b es el pitch de los tubos en m, cuyo valor es $25.4 \cdot 10^{-3}$ m;

D_o es el diámetro exterior del tubo en m, cuyo valor es $19.05 \cdot 10^{-3}$ m.

Resolviendo las ecuaciones anteriores se tiene que $F_b = 2.404$ y $h_{ef} = 5.949 \cdot 10^{-4} \frac{W}{m^2 \cdot K}$.

ENSUCIAMIENTO

El ensuciamiento se puede definir como la acumulación de sustancias indeseables en la superficie del intercambiador de calor. Debido a dicho ensuciamiento, el intercambiador de calor experimenta cambios tanto en la transferencia de calor por las superficies del intercambiador de calor, como en la caída de presión que se produce en las mismas.

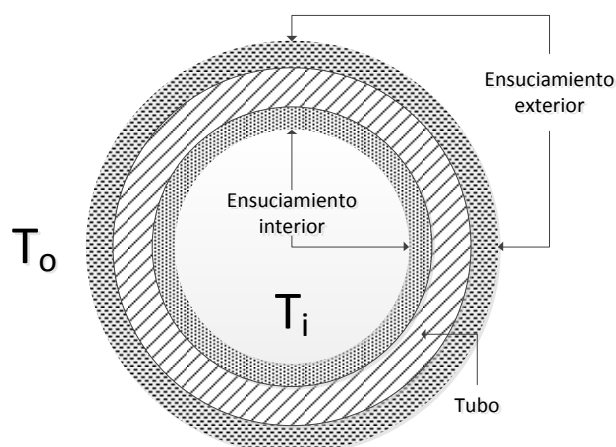


Figura 15: Ensuciamiento interior y exterior en un tubo [26]

Durante la operación del intercambiador de calor, el ensuciamiento provoca un incremento en la resistencia térmica de las superficies ensuciadas y un incremento en la caída de presión en el interior del intercambiador (provocando un aumento de potencia de diseño de las bombas que alimentan dicho intercambiador).

Estos efectos se complementan entre sí, provocando la degradación del intercambiador de calor. El intercambiador dañado no se puede recuperar para su limpieza y su

reparación puede resultar muy costosa, por lo que es fundamental conocerlo para poder determinar sus consecuencias.

Como consecuencia de todo lo anterior, el ensuciamiento provoca enormes pérdidas económicas y por tanto impacta directamente en los costes iniciales, los costes operacionales y en el funcionamiento del intercambiador de calor.

De la *Tabla 14* se selecciona los valores de ensuciamiento típicos para los fluidos del intercambiador: agua depurada y aceite térmico, obteniéndose $f_{agua} = 0.000175 \frac{m^2 K}{W}$ y $f_{aceite} = 0.00005 \frac{m^2 K}{W}$.

Tabla 14: Ensuciamientos típicos para el agua [22]

Temperature of Heating Medium	Up to 115°C		115 to 205°C	
Temperature of Water	50°C		Over 50°C	
	Water Velocity, m/s		Water Velocity, m/s	
	< 0.9	> 0.9	< 0.9	> 0.9
Sea water	0.088	0.088	0.176	0.176
Brackish water	0.352	0.176	0.528	0.352
Cooling tower and artificial spray pond				
Treated makeup	0.176	0.176	0.352	0.352
Untreated	0.528	0.528	0.881	0.705
City or well water	0.176	0.176	0.352	0.352
River water				
Minimum	0.352	0.176	0.528	0.352
Average	0.528	0.352	0.705	0.528
Muddy or silty	0.528	0.352	0.705	0.528
Hard (over 15 grains/gallon)	0.528	0.528	0.881	0.881
Engine jacket	0.176	0.176	0.176	0.176
Distilled or closed cycle				
Condensate	0.088	0.088	0.088	0.088
Treated boiler feed water	0.176	0.088	0.176	0.176
Boiler blowdown	0.352	0.352	0.352	0.352

CÁLCULO DEL ÁREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Con lo calculado en los apartados anteriores, y aplicando la siguiente ecuación se puede obtener el coeficiente UA.

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_{ef} \cdot A} + R_{cond} + \frac{f_{agua}}{A} + \frac{f_{aceite}}{A} + \frac{1}{h_i \cdot A}} = 2.217 \cdot 10^6 \frac{W}{K} \quad (27)$$

Aplicando el método de la diferencia media logarítmica de temperaturas (LMTD) (ver sección 4.3.1) podemos obtener la nueva área de transferencia de calor con la que volver a calcular el coeficiente UA mediante sucesivas iteraciones.

$$\Delta T_1 = T_{hi} - T_{co} \quad (28)$$

$$\Delta T_2 = T_{ho} - T_{ci} \quad (29)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} \quad (30)$$

En donde

T_{hi} es la temperatura de entrada del aceite térmico en K, cuyo valor es 379.5K;

T_{co} es la temperatura de salida del vapor en K, cuyo valor es 315.4K;

T_{ho} es la temperatura de salida del aceite térmico en K, cuyo valor es 324.1K;

T_{ci} es la temperatura de entrada del agua en K, cuyo valor es 305.4K.

De la ecuación anterior obtenemos el valor de la diferencia logarítmica media de temperaturas como $\Delta T_{lm} = 36.853K$. Finalmente se halla el área resultante, mediante los cálculos anteriores, con las siguientes expresiones:

$$A = \frac{Q_{gen}}{U \cdot \Delta T_{lm}} \quad (31)$$

En donde

Q_{gen} es el calor generado en W para poder evaporar el flujo másico de agua, cuyo valor es $7.708 \cdot 10^7 W$;

U es el coeficiente de transferencia de calor en W/m^2K , cuyo valor es $1.773 \cdot 10^3 \frac{W}{m^2K}$;

ΔT_{lm} es la diferencia media logarítmica de temperaturas, cuyo valor es 36.853K.

Resolviendo la ecuación obtenemos como primera aproximación un área de intercambio de calor inicial de 1179 m².

Como se explicó en la introducción, la diferencia entre el área inicialmente estimada y la finalmente calculada es mayor que el error máximo admisible por lo que se repiten los cálculos para la nueva área. Comienza así un método iterativo en el cual se obtiene finalmente el área de intercambio y el número de tubos para el intercambiador de calor.

En la *Tabla 15* se muestra los diferentes resultados para el proceso anterior, según el número de iteraciones, y el resultado final de área de intercambio y número de tubos.

Tabla 15: Valor de los parámetros según el nº de iteraciones

Número de iteración	Área (m ²)	Número de tubos
1	1179	1741
2	1155	1642
3	1147	1609
4	1144	1597
5	1143	1594

El resultado final para el área de intercambio del intercambiador de calor Kettle es de 1143 m². El número de tubos correspondiente a dicha área de intercambio es 1594 tubos.

Como se describió en la sección 2.5 el sistema de generación de vapor de la central termosolar va provisto de dos trenes de generación de vapor al 50 % de capacidad cada uno.

Con lo calculado anteriormente se realiza la *Tabla 16* como resumen de los parámetros de cada uno de los dos intercambiadores Kettle en paralelo.

Tabla 16: Resumen parámetros Kettle

	Kettle
Área de intercambio (m ²)	1143
Número de tubos	1594
Diámetro exterior de los tubos (mm)	19.05
Espesor de los tubos (mm)	1.65
Longitud de los tubos (mm)	6000
Pitch triangular (mm)	25.4
Número de pasos	2
Diámetro exterior de la carcasa (mm)	1524
Espesor de la carcasa (mm)	20

3.6 CONDICIONES NOMINALES DE FUNCIONAMIENTO

Para el diseño del sistema de control del intercambiador de calor se deben conocer las condiciones nominales de funcionamiento del intercambiador de calor (*Tabla 17*). Recordar que existen dos trenes en paralelo de calentamiento por lo que el flujo que circula por cada uno de ellos es la mitad del total (sección 2.5).

Tabla 17: Condiciones nominales de funcionamiento de un intercambiador

	Kettle
Flujo másico de agua (kg/s)	30.815
Flujo másico de aceite térmico (kg/s)	300
Flujo másico de vapor (kg/s)	30.185
Flujo másico de agua de purga (kg/s)	0.63
Temperatura de entrada aceite térmico (T_{hi}) (°C)	379.5
Temperatura de entrada de agua (T_{ci}) (°C)	305.4
Temperatura de salida del vapor (T_{vap}) (°C)	315.4
Presión (bar)	106.1

Bajo estas condiciones el intercambiador de calor funciona correctamente. En el caso de que alguna de estas condiciones se modifique o sufran alguna perturbación se debe diseñar un sistema de control que permita controlar el proceso para que el sistema sea estable. Este punto se desarrolla en la sección 5.

4. MODELO DINÁMICO

4.1 INTRODUCCIÓN

Para desarrollar un modelo dinámico del intercambiador se realizan un balance de masa y de energía no estacionario en el evaporador *Kettle*.

Para lo cual se tienen en cuenta las condiciones establecidas en la sección 3.3, teniendo especial importancia las introducidas como número 12 y 13 en las que se establece el caudal de purga constante y se desprecia el intercambio de calor entre fases del fluido.

4.2 OBJETIVOS Y ALCANCE

El objetivo de este capítulo es la obtención del modelo dinámico del intercambiador para, más adelante, implementarlo en Simulink y obtener su respuesta en lazo abierto. Finalmente se establece una estrategia de control y se evalúa la respuesta del mismo en capítulos posteriores.

4.3 MÉTODOS DE DISEÑO DE INTERCAMBIADORES

En los siguientes apartados se exponen los métodos de cálculo de transferencia de calor utilizados en el proyecto.

4.3.1 DIFERENCIA MEDIA LOGARÍTMICA DE TEMPERATURAS (LMTD)

En el análisis de la transferencia de calor de los intercambiadores, el flujo total de calor que circula a través del mismo es el parámetro más importante. Si utilizamos un balance de energía en el intercambiador suponiéndolo adiabático y en estado estacionario obtenemos que:

$$\delta Q = -(\dot{m} \cdot C_p)_h dT_h = \pm (\dot{m} \cdot C_p)_c dT_c \quad (32)$$

O

$$\delta Q = -C_h dT_h = \pm C_c dT_c \quad (33)$$

En donde C_h y C_c son las capacidades del fluido caliente y térmico respectivamente, y el signo positivo para el flujo frío se refiere a flujo paralelo mientras que el negativo a flujo cruzado.

El flujo de calor transferido del fluido caliente al frío se a lo largo del área de transferencia de calor se puede expresar como:

$$\delta Q = U \cdot (T_h - T_c) dA \quad (34)$$

De la ecuación 34 se puede obtener que:

$$d(T_h - T_c) = dT_h - dT_c = \delta Q \cdot \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_h} \right) \quad (35)$$

Y sustituyendo el valor de δQ de la ecuación 35 se tiene que:

$$\frac{d(T_h - T_c)}{(T_h - T_c)} = U \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_h} \right) dA \quad (36)$$

que, cuando se integran las constantes U , C_h y C_c a lo largo de la longitud total del intercambiador, resulta que:

$$\ln \left(\frac{T_{ho} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{co}} \right) = UA \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_h} \right) \quad (37)$$

Si se define el flujo de calor como:

$$Q = (\dot{m} \cdot C_p)_h (T_{hi} - T_{ho}) \quad (38)$$

$$Q = (\dot{m} \cdot C_p)_c (T_{co} - T_{ci}) \quad (39)$$

y sustituimos la ecuación 37 en las anteriores tenemos que:

$$Q = UA \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \left(\frac{T_{ho} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{co}} \right)} = UA \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (40)$$

En donde

ΔT_1 es la diferencia de temperaturas en un extremo del intercambiador;

ΔT_2 es la diferencia de temperaturas en el otro extremo del intercambiador.

Mediante la expresión anterior se puede definir la diferencia media logarítmica de temperaturas (LMTD), como:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (41)$$

4.3.2 MÉTODO ε -NTU

El método ε -NTU [16] se basa en el hecho de que la diferencia de temperaturas en la entrada o salida del intercambiador es una función de UA/C_c y de C_c/C_h , como se puede observar en las ecuaciones 42 y 43. La aplicación del método ε -NTU se fundamenta en el uso de tres parámetros:

1. El ratio de capacidad

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (42)$$

Se define como el ratio entre la capacidad de transferencia más pequeña y la más grande que existen en el intercambiador de calor.

2. La efectividad

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (43)$$

Se define como el cociente del calor transferido y la máxima transferencia de calor posible si suponemos un área de transferencia infinita.

Mediante la utilización de la efectividad y la capacidad se puede calcular el la efectividad de un intercambiador de calor como:

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{hi} - T_{ho})}{C_{min}(T_{hi} - T_{ci})} = \frac{C_c(T_{co} - T_{ci})}{C_{min}(T_{hi} - T_{ci})} \quad (44)$$

3. Número de unidades térmicas de transferencia

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} = \frac{1}{C_{min}} \int_A U dA \quad (45)$$

Se define como un ratio entre la transferencia media térmica y la capacidad mínima de transferencia de calor.

En este método el flujo de calor, siendo conocida la efectividad, se puede calcular como:

$$Q = \varepsilon(\dot{m}c_p)_{min}(T_{hi} - T_{ci}) \quad (46)$$

4.3.3 MÉTODO Ψ -NTU

Un método que combina las variables del método LMTD y del ε -NTU y elimina las limitaciones para el cálculo fue propuesto por Mueller como el método Ψ -NTU [16]. En este método una nueva variable es introducida (Ψ) y se define como un ratio entre la

diferencia de temperaturas real y la diferencia de temperaturas a la entrada de los dos fluidos:

$$\psi = \frac{\Delta T_m}{T_{hi} - T_{ci}} \quad (47)$$

En donde,

ΔT_m es la diferencia real de temperaturas.

En este método el flujo de calor se puede calcular como:

$$Q = UA\psi((T_{hi} - T_{ci})) \quad (48) [16]$$

4.4 DISEÑO DEL MODELO DINÁMICO

Los modelos dinámicos se caracterizan por tener en cuenta la dependencia de las variables que se utilizan en los balances de masa, energía y momento respecto al tiempo. Una de las principales características de este tipo de modelos es su uso en el diseño de control inteligente de sistemas y simulación de transitorios.

Para realizar el análisis del intercambiador de calor, el objetivo es relacionar el calor transferido q , la superficie de transferencia de calor A , la capacidad de calor de cada fluido C , el coeficiente global de transferencia de calor U y las temperaturas finales de los fluidos. Dos ecuaciones fundamentales se utilizan en el diseño del intercambiador: un balance de energía basada en la primera ley de la termodinámica, y un balance másico aplicado al intercambiador.

Para el desarrollo del modelo dinámico es necesario realizar el balance de energía al intercambiador representado en la siguiente figura:

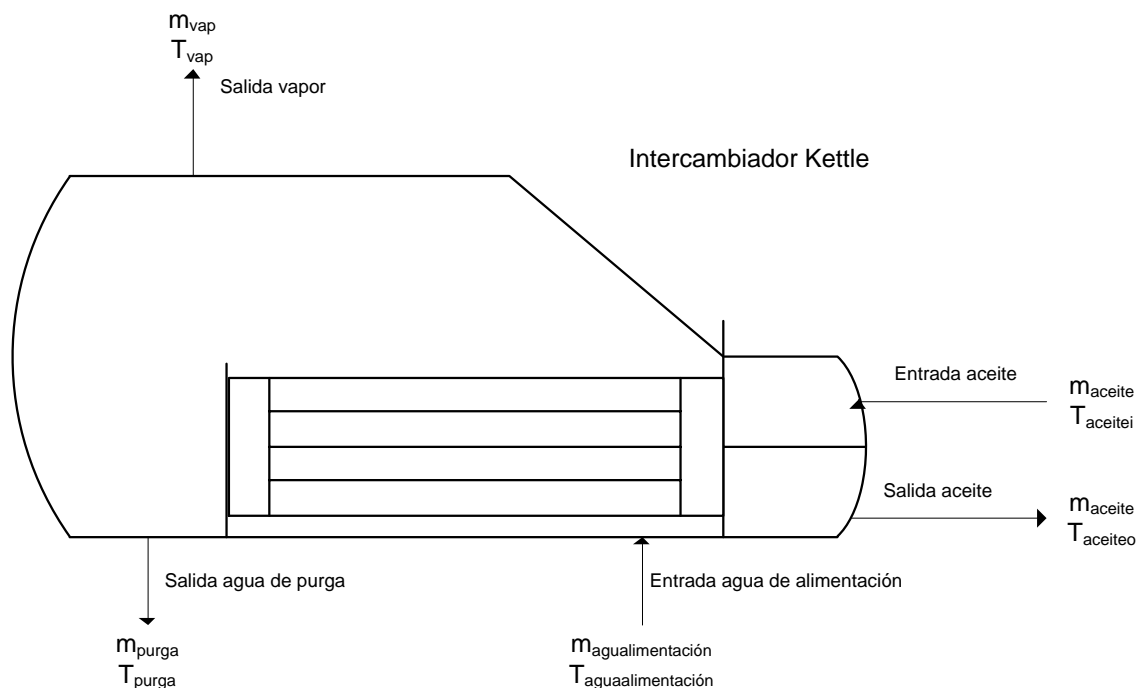


Figura 16: Kettle boiler

La forma general de la ecuación de conservación es

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Razón de acumulación} \\ \text{de la cantidad} \\ \text{que se conserva} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Razón de la cantidad} \\ \text{que se conserva} \\ \text{entrando} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{l} \text{Razón de la cantidad} \\ \text{que se conserva} \\ \text{saliendo} \end{array} \right\} \quad (49)$$

En este caso se realizan dos ecuaciones de conservación, una para la masa y otra para la energía. La razón de acumulación de la ecuación tiene siempre la forma

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Razón de acumulación} \\ \text{de la cantidad} \\ \text{que se conserva} \end{array} \right\} = \frac{d}{dt} \left\{ \begin{array}{l} \text{Cantidad total que} \\ \text{se conserva en} \\ \text{el volumen de control} \end{array} \right\} \quad (50)$$

donde t es el tiempo. Esto significa, que los modelos matemáticos consisten en un sistema de ecuaciones diferenciales simultáneas de primer orden cuya variable independiente es el tiempo.

4.4.1 BALANCE MÁSSICO

Entradas

Se consideran las siguientes entradas al volumen de control establecido alrededor del intercambiador:

- El flujo másico de aceite que entra por los tubos: \dot{m}_{ac}

- El flujo másico de agua de alimentación que entra por la carcasa : \dot{m}_{agua}

Salidas

Las salidas para el volumen de control son las siguientes:

- El flujo másico de aceite que sale por los tubos: \dot{m}_{ac}
- El flujo másico de agua de recirculación que sale por la parte inferior de la carcasa:
 \dot{m}_{purga}
- El flujo másico de vapor de agua que sale por la parte superior de la carcasa: \dot{m}_{vap}

Al no tener término de acumulación el balance queda:

$$\dot{m}_{\text{ac}} + \dot{m}_{\text{agua}} = \dot{m}_{\text{ac}} + \dot{m}_{\text{purga}} + \dot{m}_{\text{vap}} \quad (51)$$

4.4.2 BALANCE DE ENERGÍA

Para realizar el balance de energía el intercambiador se divide en:

Entradas

Se considera únicamente una entrada al balance de energía: la energía procedente del enfriamiento del aceite térmico.

$$\dot{m}_{\text{ac}} \cdot C_{\text{pac}} \cdot (T_{\text{hi}} - T_{\text{ho}}) \quad (52)$$

Salidas

Se consideran tres salidas en el balance de energía:

- La energía utilizada en el calentamiento del agua desde sus condiciones de entrada (T_{ci}), hasta las condiciones de vaporización de la misma (T_{co}),

$$\dot{m}_{\text{agua}} \cdot C_{\text{pagua}} \cdot (T_{\text{co}} - T_{\text{ci}}) \quad (53)$$

- La energía utilizada en la vaporización del agua,

$$h_{\text{fg}} \cdot \dot{m}_{\text{vap}}(t) \quad (54)$$

- Y la energía perdida por el agua de recirculación del intercambiador.

$$h_{\text{purga}} \cdot \dot{m}_{\text{purga}} \quad (55)$$

4.4.3 ACUMULACIÓN

El término de acumulación en el intercambiador de calor es el siguiente:

$$\frac{dT}{dt} \rho \cdot C_p \cdot V \quad (56)$$

Si desarrollamos dicho término y aplicamos la condición de que tanto la altura del agua de recirculación como el área del intercambiador son constantes obtenemos que:

$$V = h \cdot A \quad (57)$$

$$\frac{dT}{dt} \rho \cdot C_p \cdot h \cdot A \quad (58)$$

4.4.4 SOLUCIÓN DEL SISTEMA DINÁMICO

Uniendo las tres partes del balance de energía obtenemos que:

$$\frac{dT}{dt} \rho \cdot C_p \cdot h \cdot A = \dot{m}_{ac} \cdot C_{pac} \cdot (T_{hi} - T_{ho}) - \dot{m}_{agua} \cdot C_{pagua} \cdot (T_{co} - T_{ci}) - h_{fg} \cdot \dot{m}_{vap}(t) - h_{purga} \cdot \dot{m}_{purga} \quad (59)$$

Como el área exterior del intercambiador y la altura del agua de purga se han considerado constantes a la hora de diseñar el evaporador (ver sección 3.3), podemos despejar el término acumulativo como:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{\rho \cdot C_p \cdot h \cdot A} [\dot{m}_{ac} \cdot C_{pac} \cdot (T_{hi} - T_{ho}) - \dot{m}_{agua} \cdot C_{pagua} \cdot (T_{co} - T_{ci}) - h_{fg} \cdot \dot{m}_{vap}(t) - h_{purga} \cdot \dot{m}_{purga}] \quad (60)$$

El único término desconocido del balance energético anterior que no depende del tiempo es la temperatura de salida del aceite. Para despejar dicha temperatura utilizaremos el método Ψ -NTU descrito en la sección 4.3.3:

$$\Psi = \frac{(T_{hi} - T_{ho})}{(T_{hi} - T_{ci})} \quad (61)$$

Con lo que se obtiene que

$$(T_{hi} - T_{ho}) = \Psi \cdot (T_{hi} - T_{ci}) \quad (62)$$

Añadiendo esto al balance de energía anteriormente calculado obtenemos que:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{\rho \cdot C_p \cdot h \cdot A} [\dot{m}_{ac} \cdot C_{pac} \cdot \Psi \cdot (T_{hi} - T_{ci}) - \dot{m}_{agua} \cdot C_{pagua} \cdot (T_{co} - T_{ci}) - h_{fg} \cdot \dot{m}_{vap}(t) - h_{purga} \cdot \dot{m}_{purga}] \quad (63)$$

Como podemos observar el único término que depende del tiempo es el flujo másico de vapor. Para poder conocer dicho flujo másico se supone que fluye a través de una válvula y mediante el dimensionamiento de la misma obtendremos el flujo másico de vapor.

El dimensionamiento de la válvula de control es el procedimiento mediante el cual se calcula el coeficiente de flujo de la válvula, C_v [27]. A pesar de que todos los fabricantes utilizan el método C_v para dimensionamiento de válvulas, las ecuaciones para calcular C_v presentan algunas diferencias de un fabricante a otro.

La ecuación básica para dimensionar, una válvula de control que se utiliza como primera aproximación es la misma para todos los fabricantes:

$$\dot{m}_{\text{vap}}(t) = C_v \cdot \sqrt{\frac{\Delta P}{G}} \quad (64) \quad [27]$$

En donde

ΔP es la diferencia de presión entre la presión de saturación y la presión de línea (ecuación 65).

G es la gravedad específica del gas a la temperatura que fluye, cuyo valor es 0.621.

C_v es el coeficiente de flujo de la válvula.

La diferencia de presión entre saturación y línea se define como

$$\Delta P = P_{\text{sat}}(t) - P_{\text{línea}} \quad (65)$$

En donde la presión de línea vale $P_{\text{línea}} = 106.1$ bar.

Para calcular el coeficiente de flujo de la válvula, C_v , se aplican las condiciones nominales de trabajo ($\dot{m}_{\text{vapnominal}} = 30.185$ kg/s) a la ecuación 64, obteniéndose un coeficiente de flujo de $C_v = 0.105$.

Como podemos ver la presión de saturación depende del tiempo, por lo que debemos relacionarla con la temperatura de saturación para tener un único parámetro dependiente del tiempo.

Para relacionar la presión de saturación con la temperatura de saturación dependiente del tiempo se puede utilizar la Relación de Antoine [28]. La ecuación de Antoine es una

ecuación de presión de vapor que describe la relación entre la presión de vapor y la temperatura para componentes puros. Esta ecuación deriva de la ecuación de Clausius-Clapeyron.

$$P_{\text{sat}} = e^{A - \frac{B}{T_{\text{sat}} + C}} \quad (66) \quad [28]$$

Normalmente, la ecuación de Antoine no se puede usar para describir toda la curva de vapor saturado desde el punto triple hasta el punto crítico, porque no es muy flexible. En el caso de estudio, el fluido se encuentra en condiciones de ebullición descrita, por lo que puede ser utilizada. Los parámetros para la ecuación se pueden observar en la *Tabla 18*.

Tabla 18: Parámetros de la ecuación de Antoine (*P* en kPa y *T* en K) [28]

Sustancia	Fórmula	A	B	C
Acetileno	C ₂ H ₂	14,83	1837	-8,45
Acetona	C ₃ H ₆ O	14,71	2976	-34,52
Agua	H ₂ O	16,54	3985	-39,00
Amoníaco	NH ₃	15,49	2363	-22,62
Argón	Ar	13,91	833	2,36
Benceno	C ₆ H ₆	14,16	2949	-44,56
n-Butano	C ₄ H ₁₀	13,98	2292	-27,86
Ciclohexano	C ₆ H ₁₂	13,79	2795	-49,11
Cloroformo	CHCl ₃	14,50	2939	-37,00
n-Decano	C ₁₀ H ₂₂	13,99	3452	-78,90
Dióx. de azufre	SO ₂	14,94	2385	-32,21
Dióx. de carbono	CO ₂	15,38	1956	-2,11
Dióx. de nitrógeno	NO ₂	21,98	6615	86,88
Etano	C ₂ H ₆	13,88	1582	-13,76

Las constantes de la fórmula para el agua valen: A=16.54, B=3985 y C=-39. Por lo que aplicando la ecuación de Antoine a las condiciones nominales del proceso ($T_{\text{sat}} = 315.4^{\circ}\text{C} = 587.6\text{K}$) tenemos como presión de saturación $P_{\text{sat}} = 10679 \text{ kPa}$.

4.5 MODELO EN SIMULINK

El modelado del sistema en *Simulink* se realiza con las ecuaciones no lineales desarrolladas en la sección 4.4. Mediante el *Simulink* se simula el comportamiento del sistema en lazo abierto y posteriormente, una vez diseñado el sistema de control, en lazo cerrado. El modelo completo del sistema se muestra en la *Figura 17*.

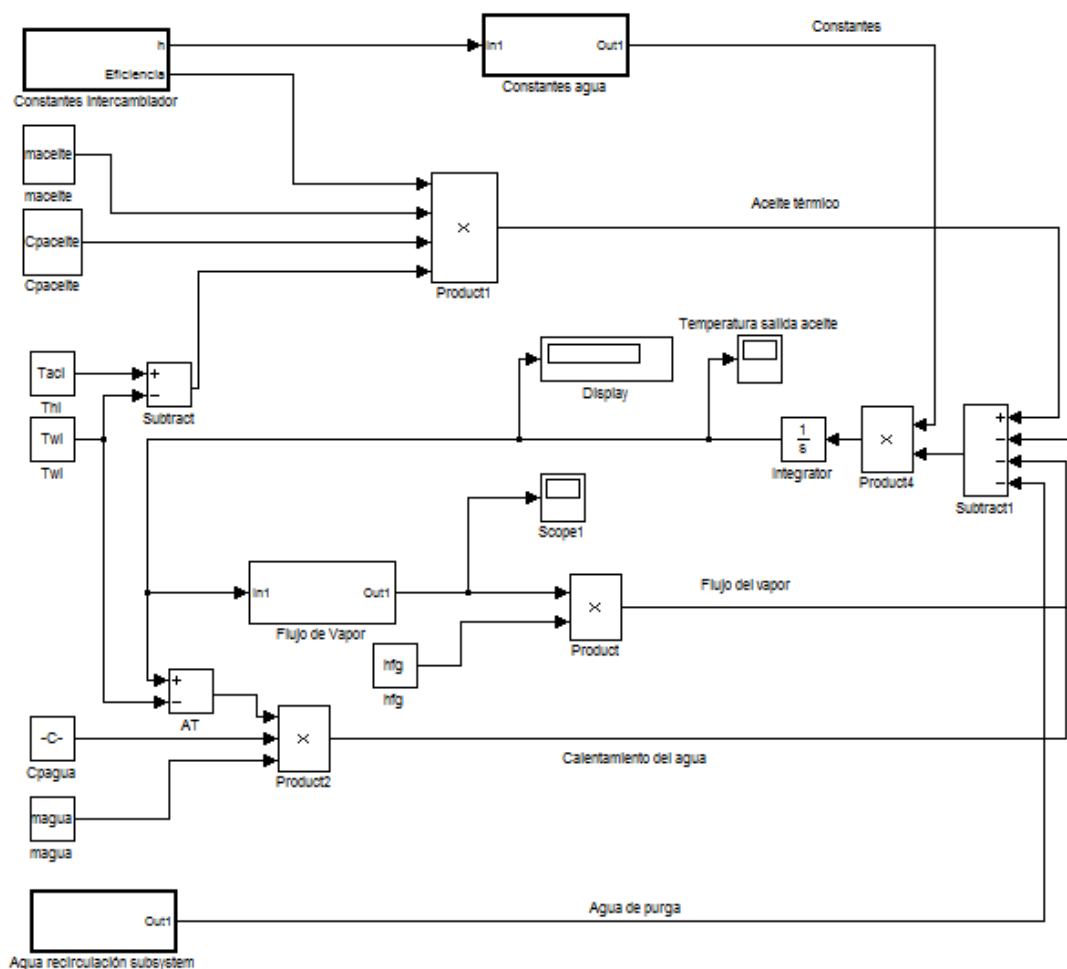


Figura 17: Modelo en Simulink del intercambiador de calor

Como se puede ver en la *Figura 17*, el modelo se compone de distintos bloques los cuales se agrupan en:

- Constantes intercambiador
- Constantes agua
- Flujo de vapor
- Agua de recirculación

En el bloque constantes del intercambiador se han recogido las constantes que dependen del intercambiador, como se puede ver en la *Figura 18*.

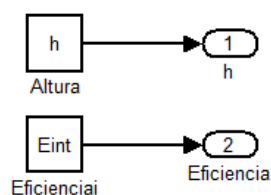


Figura 18: Bloque constantes del intercambiador

En el bloque constantes agua se han recogido las constantes del agua, como se puede ver en la *Figura 19*. Este bloque representa las constantes que multiplican al resto de términos del balance de energía $\frac{1}{\rho \cdot C_p \cdot h \cdot A}$ (ecuación 63).

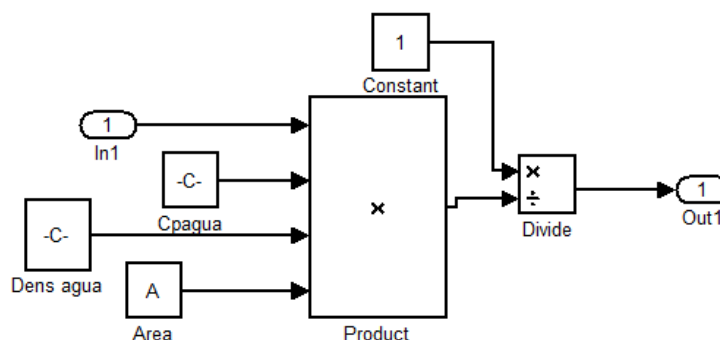


Figura 19: Bloque constantes agua

En el bloque agua de recirculación se ha recogido el término correspondiente al agua de purga $h_{\text{purga}} \cdot \dot{m}_{\text{purga}}$, como se puede ver en la *Figura 20*.

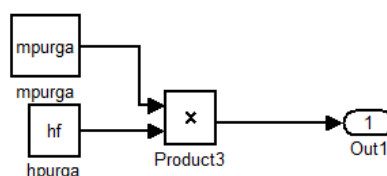


Figura 20: Bloque agua de purga

En bloque de flujo de vapor se puede ver un bloque función en el cual se encuentra caracterizada la parte $\dot{m}_{\text{agua}} \cdot C_{\text{p agua}} \cdot (T_{\text{co}} - T_{\text{ci}}) - h_{\text{fg}} \cdot \dot{m}_{\text{vap}}(t)$ (*Figura 21*). Como se describió en la sección 4.4.4 la presión de saturación se relaciona con la temperatura de saturación mediante la relación de Antoine, caracterizada en *Simulink* por el bloque de la *Figura 22*.

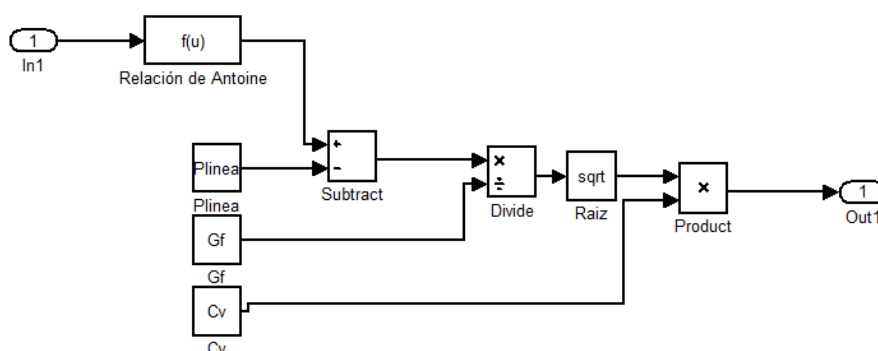


Figura 21: Bloque flujo de vapor

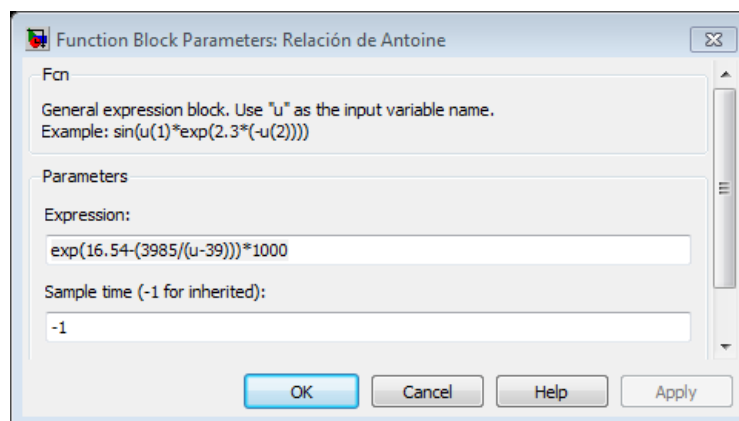


Figura 22: Función relación de Antoine

Para comenzar la simulación del sistema dinámico en *MATLAB* se establece como condición inicial del bloque integrador un valor cercano al valor final de la temperatura de salida del vapor, para evitar tener un elevado número de iteraciones antes de que se alcance el valor final de la temperatura. El valor inicial seleccionado es 585 K (*Figura 23*), teniendo en cuenta que el valor calculado para la salida del aceite es aproximadamente de $T_{\text{vap}}=315^{\circ}\text{C}=588\text{K}$.

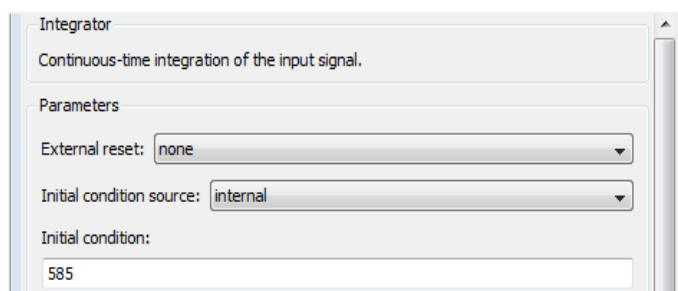


Figura 23: Bloque integrador

Al realizar la simulación del sistema dinámico con las condiciones iniciales previamente descritas se obtiene como temperatura de salida del vapor $T_{\text{vap}}=587.6\text{K}$ (*Figura 24*). Este valor se aproxima bastante al resultado teórico pero existe una pequeña diferencia entre ambos.

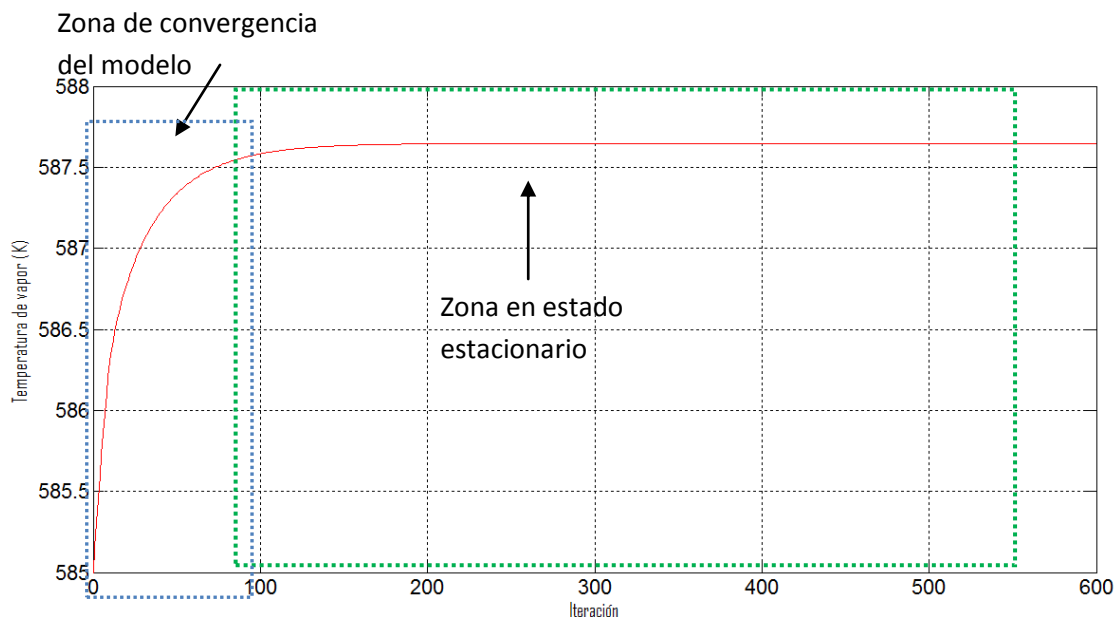


Figura 24: Temperatura de salida del vapor

Dicha diferencia es debida a la diferencia entre el valor real de presión de saturación y la aproximación hecha mediante la ecuación de Antoine, ya que, al tratarse de una aproximación al valor real de la presión de saturación pueden existir pequeñas diferencias.

También se observa un número de iteraciones (aproximadamente 100) en las que la simulación tarda en converger a la solución final, siendo provocada porque el bloque integrador se ha inicializado en 585 K por lo que tarda en aproximarse a la solución (*Figura 23*). Además existe el fenómeno de haber aproximado la presión de saturación mediante la ecuación de Antoine (sección 4.4.4).

Si observamos la evolución del flujo de vapor vemos como el valor final resultante tras la simulación no es igual que el valor calculado, siendo esto debido también a la aproximación de la ecuación de Antoine realizada para calcular el flujo de vapor. Además la simulación comienza por valores negativos en el flujo másico de vapor debido a que para la temperatura inicial de la simulación ($T=585\text{K}$), el ΔP en la ecuación de la válvula de control (sección 4.4.4) sale negativo, lo que provoca valores negativos en dicho flujo. El valor obtenido en la simulación es $\dot{m}_{\text{vap}} = 30.64 \text{ kg/s}$ (*Figura 25*), siendo el valor teórico calculado 30.16 kg/s .

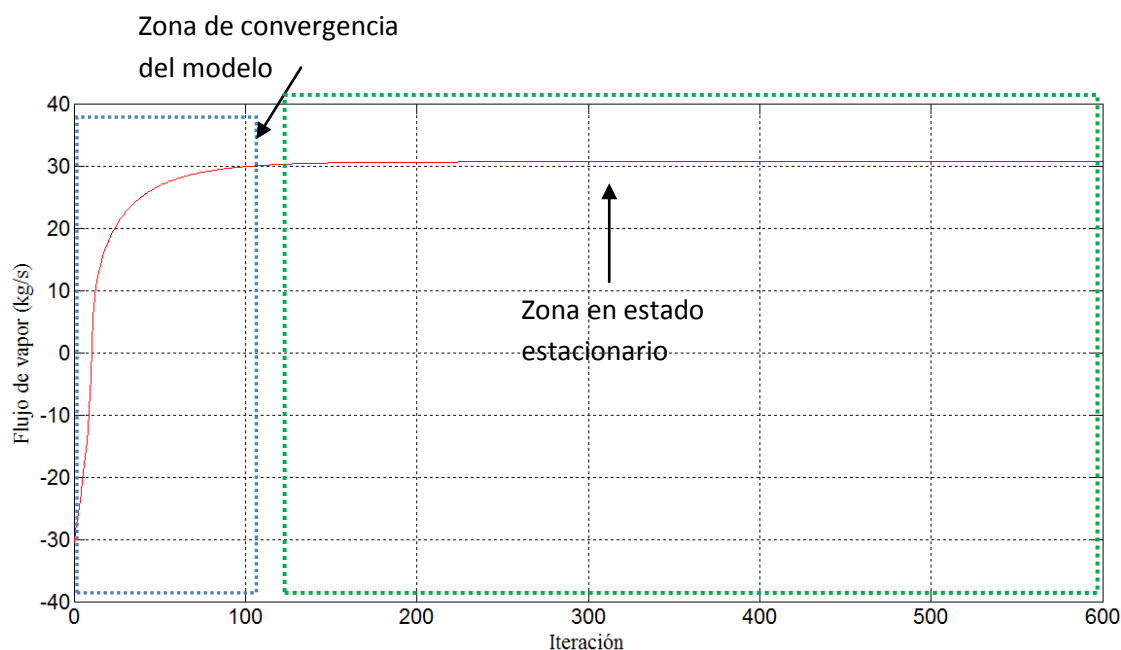


Figura 25: Flujo de vapor

4.6 ANÁLISIS DE LA RESPUESTA TRANSITORIA EN LAZO ABIERTO

Para ver cómo se comporta el sistema lineal de primer orden se ha analizado la respuesta transitoria del sistema ante una perturbación escalón en el flujo másico de aceite.

La curva de respuesta exponencial, obtenida mediante aplicación de una perturbación escalón del 10% de su valor final en la variable del flujo másico (*Figura 26*) del aceite, se representa en la *Figura 27* [29]. En una constante de tiempo, la curva de respuesta exponencial ha ido de 0 a 63.2% del valor final. En dos constantes de tiempo, la respuesta alcanza 86.5% del valor final (*Figura 28*). En $t = 3T$, $4T$ y $5T$, la respuesta alcanza 95, 98 y 99%, respectivamente, del valor final. Por tanto, entre $3T$ y $5T$, la respuesta permanece dentro del 2% del valor final. El estado estable se alcanza matemáticamente sólo después de un tiempo infinito. Sin embargo, en la práctica, una estimación razonable del tiempo de respuesta es la longitud de tiempo que necesita la curva de respuesta para alcanzar la línea de 1-2% del valor final, o cuatro constantes de tiempo [29].

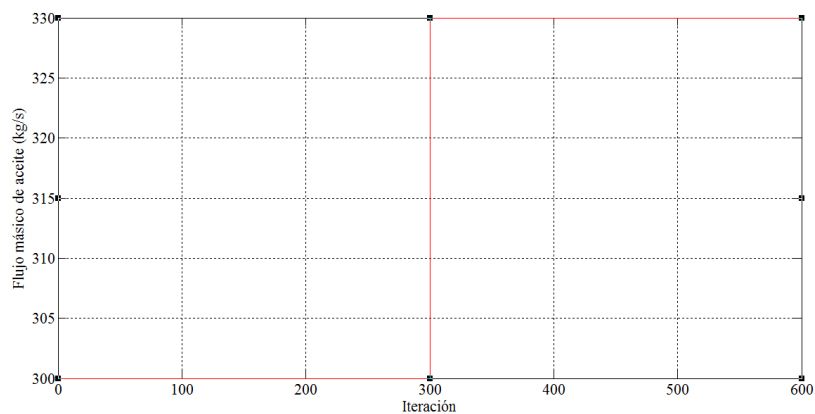


Figura 26: Perturbación escalón aceite térmico (+10%)

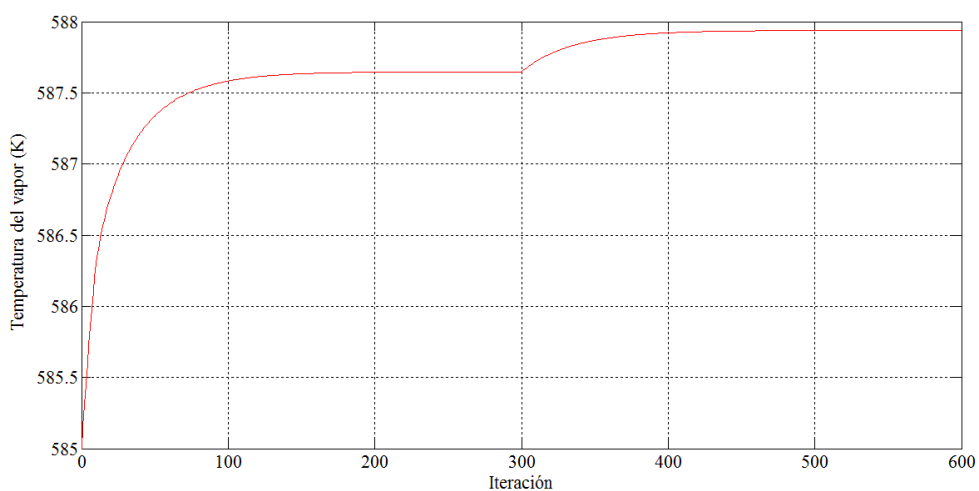


Figura 27: Respuesta del sistema a la perturbación escalón (+10%)

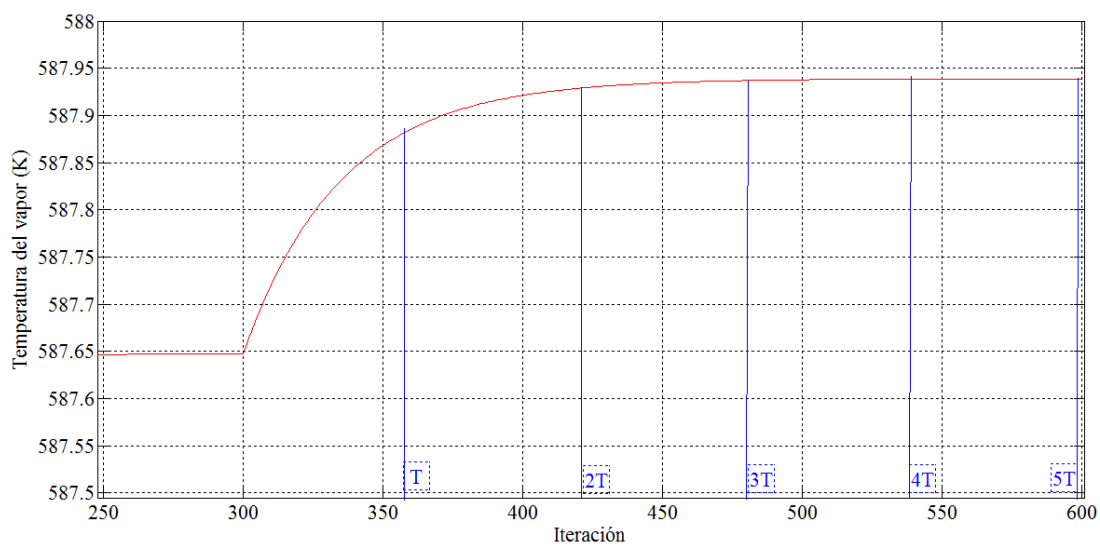


Figura 28: Detalle respuesta sistema.

5. DISEÑO DE LA ESTRATEGIA DE CONTROL

5.1 INTRODUCCIÓN A LA ESTRATEGIA DE CONTROL

Por lo general, es conveniente que el sistema de control diseñado exhiba la menor cantidad posible de errores (en respuesta a perturbaciones en la entrada), por lo que el amortiguamiento del control debe ser razonable, la dinámica del sistema debe ser relativamente insensible a variaciones pequeñas en sus parámetros y las perturbaciones no deseadas deben estar bien atenuadas [29].

Como estrategia de control del intercambiador se ha decidido aplicar un control de temperatura y presión del flujo de vapor en *override*. En este apartado se describe el criterio seguido para la elección de dicha estrategia, el cálculo de los parámetros del controlador, el análisis del comportamiento ante perturbaciones y finalmente la implementación del control.

5.2 OBJETIVOS Y ALCANCE

El objetivo principal de este apartado es diseñar un sistema de control que permita garantizar una generación de vapor continua bajo las condiciones nominales de funcionamiento que se da en la central termosolar (sección 2.7). La variación en la entrada, sobre todo en el caudal de aceite, hace que la producción continua de vapor sea complicada por lo que el sistema debe garantizar dicha generación pese a las fluctuaciones producidas en el campo solar.

Más adelante se implementa una parte de ese sistema de control para poder probar su validez y extraer unas conclusiones del mismo.

5.3 ESTRATEGIA DE CONTROL

En la estrategia de control estándar de realimentación en lazo cerrado simple, la temperatura y presión de salida del vapor del intercambiador son las variables controladas, C_v , y el caudal de agua de alimentación y el caudal del aceite térmico son las variables manipuladas, M_v . Si existe una perturbación en la temperatura del aceite térmico de entrada al intercambiador afecta a la salida del vapor, a menos que el control del sistema del intercambiador no rechace dicha perturbación. Si la perturbación se

propaga a través del sistema intercambiador entonces afecta a la composición (temperatura y presión) de salida del vapor. Por otra parte, la perturbación en la temperatura de aceite a la entrada modifica el agua que se encuentra en el intercambiador por lo que debe existir una relación entre ambos.

Si observamos la distancia entre las entradas y la salida del intercambiador (aproximadamente entre 8 y 2 metros; sección 3) se puede notar que es demasiado grande como para controlar un proceso únicamente desde la salida del intercambiador. Establecer un lazo de control puro que relacione la variable controlada con las variables manipuladas sería inútil debido al tiempo que tardarían en ser detectadas las perturbaciones. Se establecen por tanto dos controles básicos: el control que relaciona el flujo de entrada de agua de alimentación con el flujo de aceite a la entrada (que a su vez se controla con un controlador que lo relaciona con la temperatura del aceite), y el lazo de control de las variables controladas a la salida del intercambiador (*Figura 29*). Debido a la interacción que debe existir entre ambos controladores se propone un control de anulación u *override*.

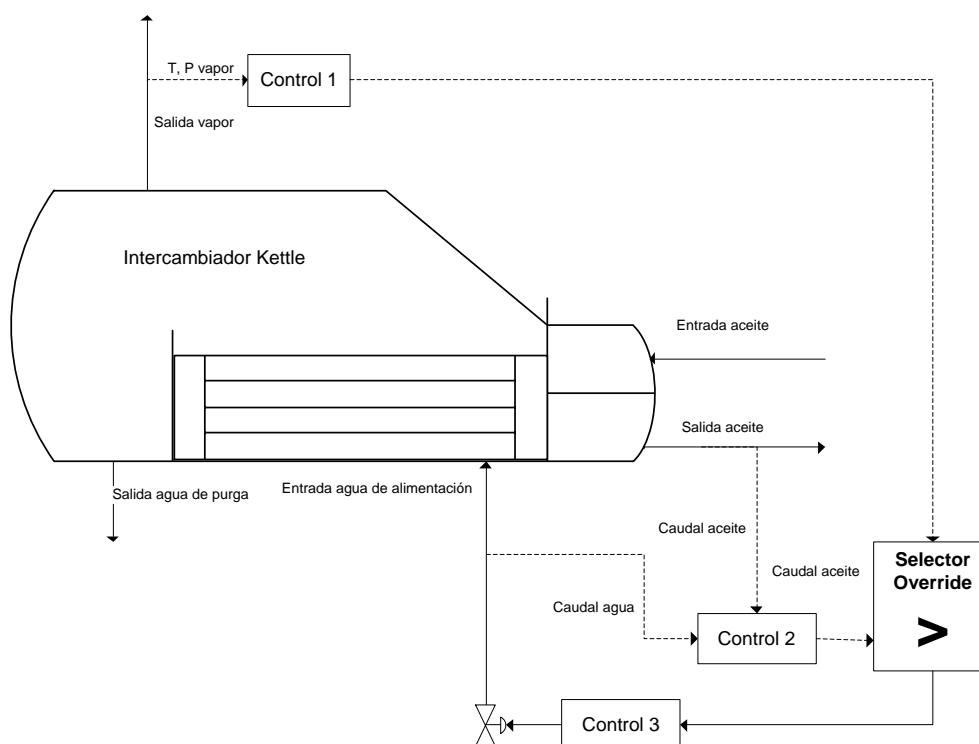


Figura 29: Esquema de control override.

En la estrategia de control *override*, se miden la temperatura y presión de salida del vapor, se comparan con la consigna de temperatura y presión en un controlador (control 1, *Figura 29*) y se envía una señal con el nuevo ratio al controlador *override*. Por otro lado, se establece otra consigna comparando los flujos de las dos corrientes en el control 2 (*Figura 29*) y se envía un nuevo ratio de consigna al controlador *override*. En el controlador, en función del tipo de selector tenga establecido, se selecciona un ratio de los dos que recibe y envía la señal al control 3 (*Figura 29*) para que module el flujo de agua de alimentación en función de la nueva relación de ratios.

Complementando la estrategia de control *override*, se debe establecer un control de nivel para el agua de purga ya que, en el caso de que por fallo de alguno de los componentes o por fallos en el sistema se produzca un exceso de acumulación de agua de purga, se puede producir el rebose de la misma por la salida del vapor lo que provocaría un fallo crítico en el sistema. A pesar de que para el modelo dinámico no se ha tenido en cuenta la variación de la altura de agua de purga, para el diseño del sistema de control se debe describir, aunque no se modele. Este sistema de control se establece de manera independiente al resto de sistemas.

En resumen se puede hablar de cinco sistemas de control que actúan directamente sobre el evaporador:

1. Controlador del flujo de vapor: que controla la presión y temperatura a la salida del evaporador y envía la señal al controlador *override* que regula la relación de caudales.
2. Controlador por ratio: Establece una relación entre los dos flujos que permite controlar la producción de vapor. Envía también una señal al controlador *override*. El punto fijado para el ratio debe ser modificable por el valor de salida del selector *override*.
3. Control de caudal del aceite térmico en función de la temperatura del mismo. Modifica el caudal del aceite midiendo la temperatura de salida del aceite y por tanto estableciendo un ratio entre los caudales.
4. Control de nivel para el agua de purga. Independiente del resto de controladores y controla el nivel del agua de purga.
5. Selector *Override*: selecciona un valor del ratio entre caudales.

Estos sistemas de control se explican con mayor detalle a continuación.

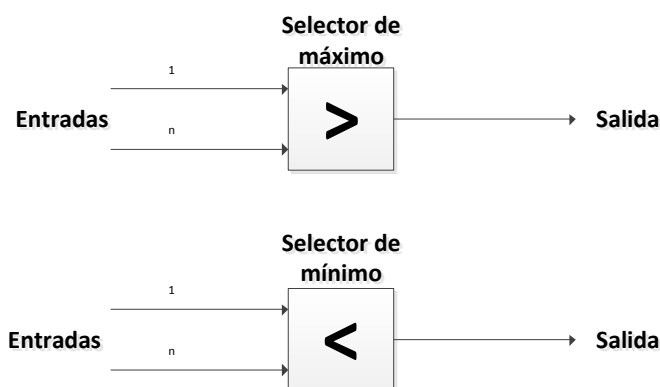
5.3.1 CONTROL DE SELECCIÓN O OVERRIDE

El sistema de control override es un método de control que se usa para seleccionar la información más pertinente de una serie de señales y poder controlar la salida. El control override no sustituye otro tipo de controladores dinámicos como pueden ser los proporcionales, PID, etc... Estos controladores se utilizan cuando la decisión se tiene que hacer entre las entradas, como en las emergencias [30]. Los límites (máximo y mínimo) se utilizan para poder seleccionar una salida.

Los dos tipos básicos de selectores son los selectores máximos y los selectores mínimos. En los selectores entran dos o más señales y se produce una salida o más dependiendo del tipo de selector. Tipos de selectores [30]:

- **Selectores de máximo:** están diseñados para filtrar todos los valores excepto el máximo que se envía en la señal salida (Figura 30).
- **Selectores de mínimo:** están diseñados para filtrar todos los valores excepto el mínimo que se envía en la señal salida (Figura 30).

Figura 30: Tipos de selector



Se suelen usar para procesos en los que es necesario el control de la misma variable por dos lazos de control diferentes. Entonces del resultado de cada lazo de control se selecciona el valor necesario para su correcto control.

Esta estrategia de control se considera efectiva porque la dinámica de la temperatura del aceite térmico es más rápida que la dinámica de la temperatura a la salida del

intercambiador. Una perturbación en la temperatura del aceite térmico puede ser atenuada o eliminada por el controlador del aceite térmico antes de que esta afecte a la composición de salida del vapor. El controlador de vapor es el encargado de eliminar las perturbaciones que afecten directamente a la composición del vapor de salida del evaporador.

El criterio de diseño seguido para la elección del controlador *override* de temperatura y presión se basa en la *Tabla 19*.

El control en override es adecuado cuando

1. El lazo de control primario no proporciona un control satisfactorio
2. Tenemos disponible un segundo lazo de control

El segundo lazo de control debe cumplir

1. El lazo secundario debe detectar la ocurrencia de una perturbación importante
2. Debe existir relación causal entre la variable manipulada y el lazo secundario

Tabla 19: Criterios de diseño del control en override

En la *Figura 31* se expone el funcionamiento del controlador *override* en el evaporador, teniendo como variables de entrada el ratio del controlador del vapor y el ratio establecido por el controlador de aceite y como salida el ratio seleccionado por el controlador.

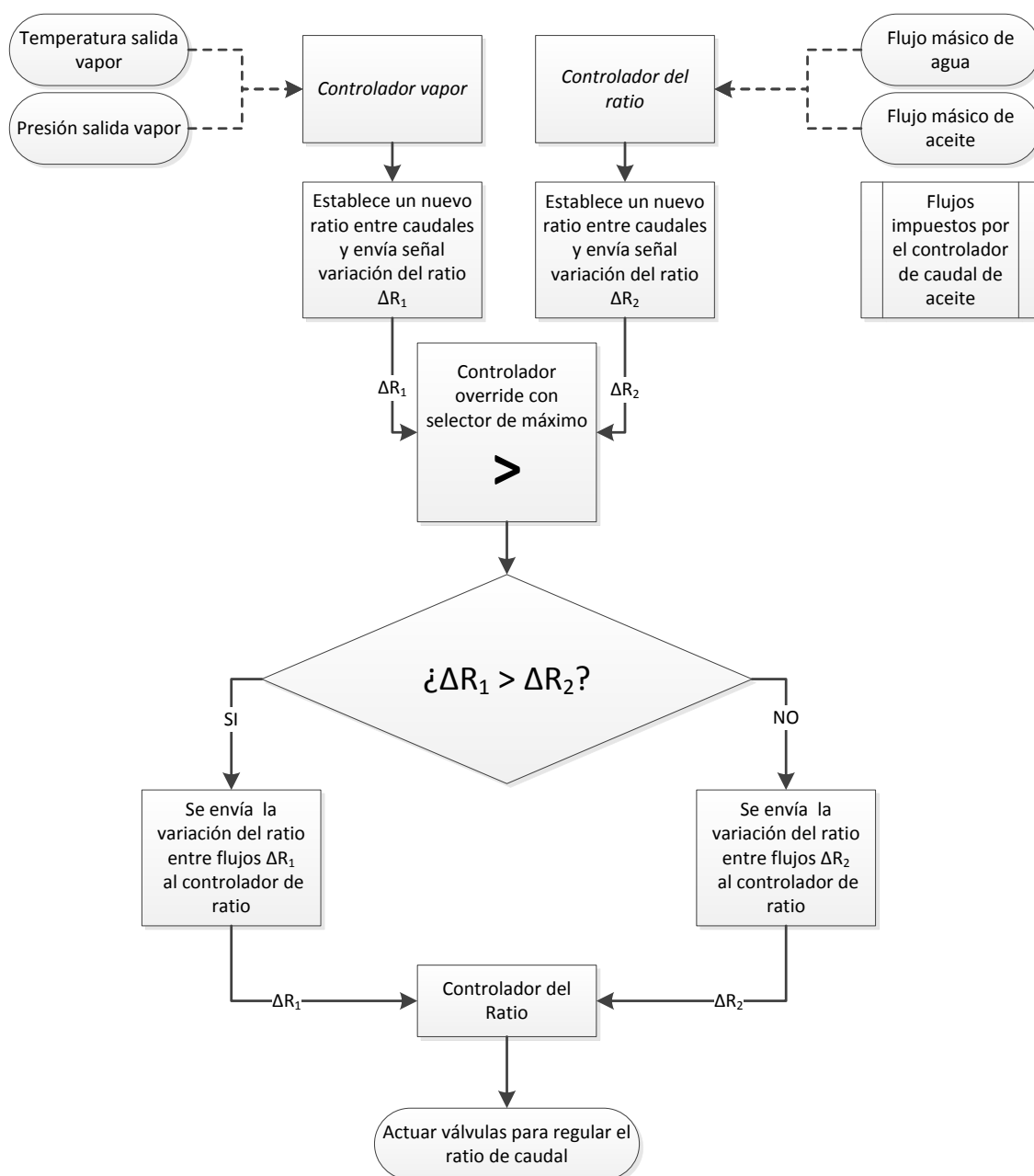


Figura 31: Estrategia de control override

5.3.2 CONTROL DE NIVEL

Para el control del nivel del agua de purga en el intercambiador de calor se ha decidido implementar un control proporcional (P).

El control proporcional es una de las estrategias de control más sencillas que existen pero la más efectiva para este tipo de aplicaciones. Este control consiste en la instalación de una sonda capacitiva para medir el nivel del líquido, que envía una señal al controlador en función de lo que detecta.

En el caso de estudio, el sistema de control está compuesto por una sonda capacitiva que permite regular la apertura de la válvula de descarga de agua de purga en función de la posición del agua. Tiene una altura máxima por encima de la cual se produce una alarma que detiene el ciclo, porque algún sistema no funciona correctamente y existe peligro de rebose del agua de alimentación.

Las señales enviadas por el sensor de nivel se recogen en el controlador de nivel que permite interpretarlas y actuar sobre la válvula para regular el nivel de apertura de la misma y así poder regular la velocidad de descarga del agua de purga.

Este controlador basa su control en un control proporcional que relaciona de forma proporcional la variable de salida (apertura válvula) con la variable de entrada (nivel del líquido), mediante una ganancia proporcional, k_p , ajustable.

Este tipo de controladores tienen como ventajas:

- La instantaneidad de aplicación.
- La facilidad de comprobar resultados.

Sin embargo sus desventajas son:

- La falta de sensibilidad al ruido.
- La imposibilidad de corregir algunos errores en régimen permanente.

5.3.3 CONTROL DE VAPOR

Para el control de la temperatura y presión de vapor a la salida del evaporador se ha implementado un controlador PI o PID (sección 5.4.3.4).

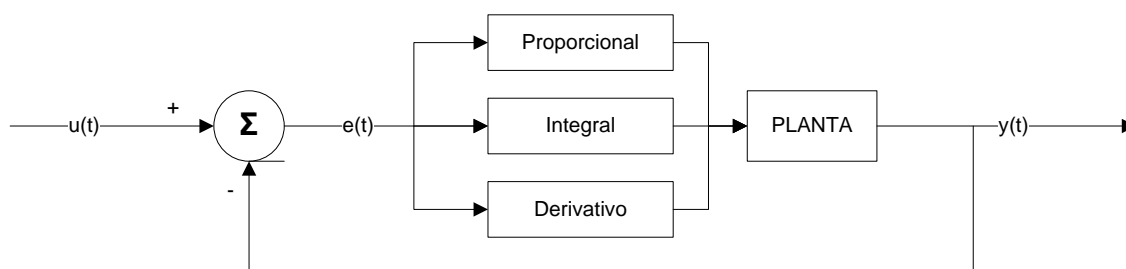


Figura 32: Esquema PID

Los controladores PID son de lejos los controladores más usados en los algoritmos de control. Un PID (Proporcional Integral Derivativo) [31] es un mecanismo de control por realimentación que calcula la desviación o error entre un valor medido y el valor que se quiere obtener, para aplicar una acción correctora que ajuste el proceso. El algoritmo de cálculo del control PID se da en tres parámetros distintos: el proporcional, el integral, y el derivativo (*Figura 32*).

El valor Proporcional determina la reacción del error actual. El Integral genera una corrección proporcional a la integral del error, esto nos asegura que aplicando un esfuerzo de control suficiente, el error de seguimiento se reduce a cero. El Derivativo determina la reacción del tiempo en el que el error se produce. La suma de estas tres acciones es usada para ajustar al proceso vía un elemento de control. Ajustando estas tres variables en el algoritmo de control del PID, el controlador puede proveer un control diseñado para lo que requiera el proceso a realizar. La respuesta del controlador puede ser descrita en términos de respuesta del control ante un error, el grado el cual el controlador llega al *set-point* o punto de consigna, y el grado de oscilación del sistema.

Para el correcto funcionamiento de un controlador PID que regule un proceso o sistema se necesita, al menos:

- Un sensor, que determine el estado del sistema.
- Un controlador, que genere la señal que gobierna al actuador.
- Un actuador, que modifique al sistema de manera controlada.

El sensor proporciona una señal analógica o digital al controlador, la cual representa el punto actual en el que se encuentra el proceso o sistema.

El controlador lee una señal externa que representa el valor que se desea alcanzar. Esta señal recibe el nombre de punto de consigna (o punto de referencia), la cual es de la misma naturaleza y tiene el mismo rango de valores que la señal que proporciona el sensor.

El controlador resta la señal de punto actual a la señal de punto de consigna, obteniendo así la señal de error, que determina en cada instante la diferencia que hay entre el valor deseado (consigna) y el valor medido. La señal de error es utilizada por cada uno de los 3 componentes del controlador PID. Las 3 señales sumadas, componen la señal de salida

que el controlador va a utilizar para gobernar al actuador. La señal resultante de la suma de estas tres se llama variable manipulada y no se aplica directamente sobre el actuador, sino que debe ser transformada para ser compatible con el actuador utilizado.

Como ya se ha descrito antes el controlador PID está compuesto por tres acciones: la acción proporcional, la acción integral y la acción derivativa [31].

La acción proporcional simplemente es proporcional al error de control. Este tipo de controladores pueden controlar cualquier planta estable, pero tiene ciertas limitaciones. Estas limitaciones vienen dadas por el hecho de que la frecuencia de respuesta es limitada para todas las frecuencias. Se suele usar la expresión de la banda proporcional (PB) para describir la acción proporcional. La equivalencia es

$$[PB] = \frac{100[\%]}{K_p} \quad (67) \quad [32]$$

La acción integral, por otro lado, da un control a la salida que es proporcional al error acumulativo, que implica que es un control de “reacción lenta”. El control integral actúa cuando hay una desviación entre la variable y el punto de consigna, integrando esta desviación en el tiempo y sumándola a la acción proporcional. El error es integrado, lo cual tiene la función de promediarlo o sumarlo por un período determinado.

La acción integral tiene dos inconvenientes: el polo inicial actúa en detrimento de la estabilidad del lazo y provoca un aumento de los efectos indeseados conocido como la saturación de los controladores. El control integral se utiliza para obviar el inconveniente del offset (desviación permanente de la variable con respecto al punto de consigna) de la banda proporcional. La acción integral se encuentra caracterizada por la siguiente expresión:

$$\frac{du}{d\tau} = \frac{K_p}{T_d} e(\tau) \quad (68) \quad [32]$$

La acción derivativa actúa sobre el ratio de cambio del error de control. Se suele asociar a un modo predictivo ya que depende de la tendencia del error. Si la variable de proceso empieza a cambiar a una gran velocidad, el trabajo de la acción derivativa es mover la válvula de control en la dirección para contrarrestar este rápido cambio, y por tanto

moderar la velocidad a la cual la variable de proceso está cambiando. En términos simples, la acción derivativa trabaja para limitar cómo de “rápido” el error puede cambiar. La función de la acción derivativa es mantener el error al mínimo corrigiéndolo proporcionalmente con la misma velocidad que se produce; de esta manera evita que el error se incremente. El control derivativo se caracteriza por la siguiente expresión:

$$u(t) = K_p \cdot T_d \cdot \frac{de(t)}{dt} \quad (69) [32]$$

Finalmente la expresión de un PID es:

$$u(t) = K_p \cdot e(t) + \frac{K_p}{T_d} \int_{t_0}^t e(\tau) \cdot d\tau + K_p \cdot T_d \cdot \frac{de(t)}{dt} \quad (70) [32]$$

Por tanto, el controlador de vapor medirá los valores de presión y temperatura a la salida del evaporador y mediante un controlador PID enviará una señal al controlador override para la modificación del ratio entre los caudales.

5.3.4 CONTROL DE CAUDAL DE ACEITE

Para el control del caudal del aceite en función de la temperatura medida a la salida del intercambiador se ha seleccionado un controlador tipo PI o PID, que modifica el caudal de aceite mediante un actuador. Dicho controlador envía una señal al controlador selector para que modifique el ratio en los caudales y se mantenga la relación entre ambos.

5.3.5 CONTROL POR RATIO

La arquitectura de control por ratio se usa para mantener el flujo de una corriente en un proceso a una definida proporción relativa del otro.

En la *Figura 33* se puede observar que uno de los flujos representados, designado como flujo libre (aceite), puede variar libremente. El otro flujo se designa como el flujo controlado. Una válvula de control en el flujo controlado recibe la señal de salida del controlador y reacciona en función de su valor, cortando el flujo o manteniéndose abierta.

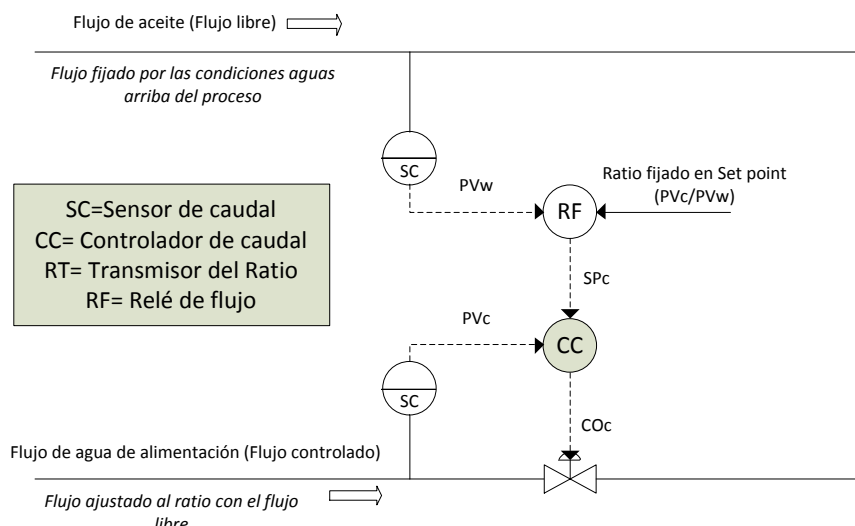


Figura 33: Esquema de controlador con relé de ratio [33]

Como se puede observar en la *Figura 33*, se mide el flujo de aceite (flujo libre) y se transmite la señal al relé, mostrado en la figura como RF. Existen dos configuraciones típicas de relé [33]:

- Relé divisor (o de ratio): En donde el ratio de referencia se introduce durante la configuración y normalmente no se puede modificar por el usuario durante su operación normal.
- Relé multiplicador: En el cual el ratio de referencia se muestra como un parámetro ajustable y se puede modificar durante la operación. Este tipo de relé es el seleccionado para poder modificarlo en función de los valores impuestos por el controlador *override* y por el PID que controla la temperatura de entrada del aceite térmico.

En cualquiera de los dos casos, el relé multiplica el caudal medido de la corriente de flujo libre, PV_w , por la proporción de mezcla que entra hasta llegar al valor deseado, SP_c , de la corriente de flujo controlado. Entonces el controlador de flujo regula el flujo controlado en función de su valor, SP_c , mediante la válvula y resulta la proporción elegida entre los fluidos.

En la arquitectura de control por ratio se necesita que los sensores y transmisores de cada flujo varíen linealmente con la variación de los mismos. Por lo tanto, las señales procedentes del fluido libre, PV_w , y del fluido controlado, PV_c , deben crecer y disminuir de manera lineal, como los caudales de los fluidos aumentan y disminuyen.

Para este tipo de estrategias de control se necesitan sensores del tipo medidores del flujo de turbina, que cambian de forma lineal. Además el caudalímetro tiene que filtrar el ruido asociado a las turbulencias del flujo.

Debido a la complejidad que surge a la hora de modificar el relé de ratio y ya que, para el proceso del proyecto, este ratio se debe modificar de forma casi continua, se elige modificar la configuración anterior de la *Figura 33* por la configuración de la *Figura 34*. En esta configuración se ha sustituido el relé por un controlador de fracción de fluidos en el cual se realiza el control de las señales de ambos fluidos y se modifica la válvula en función de los mismos [31].

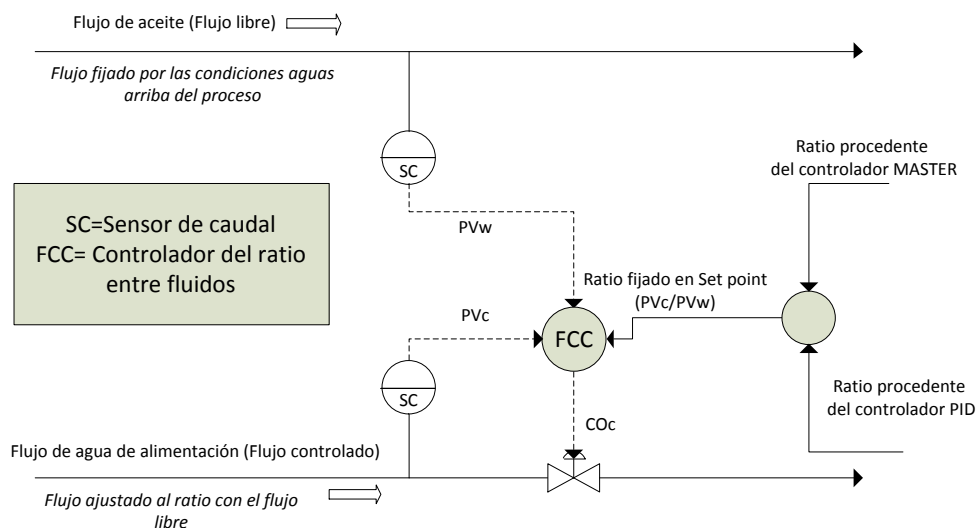


Figura 34: Esquema de controlador por ratio entre fluidos [31]

5.3.6 ESQUEMA DE CONTROL

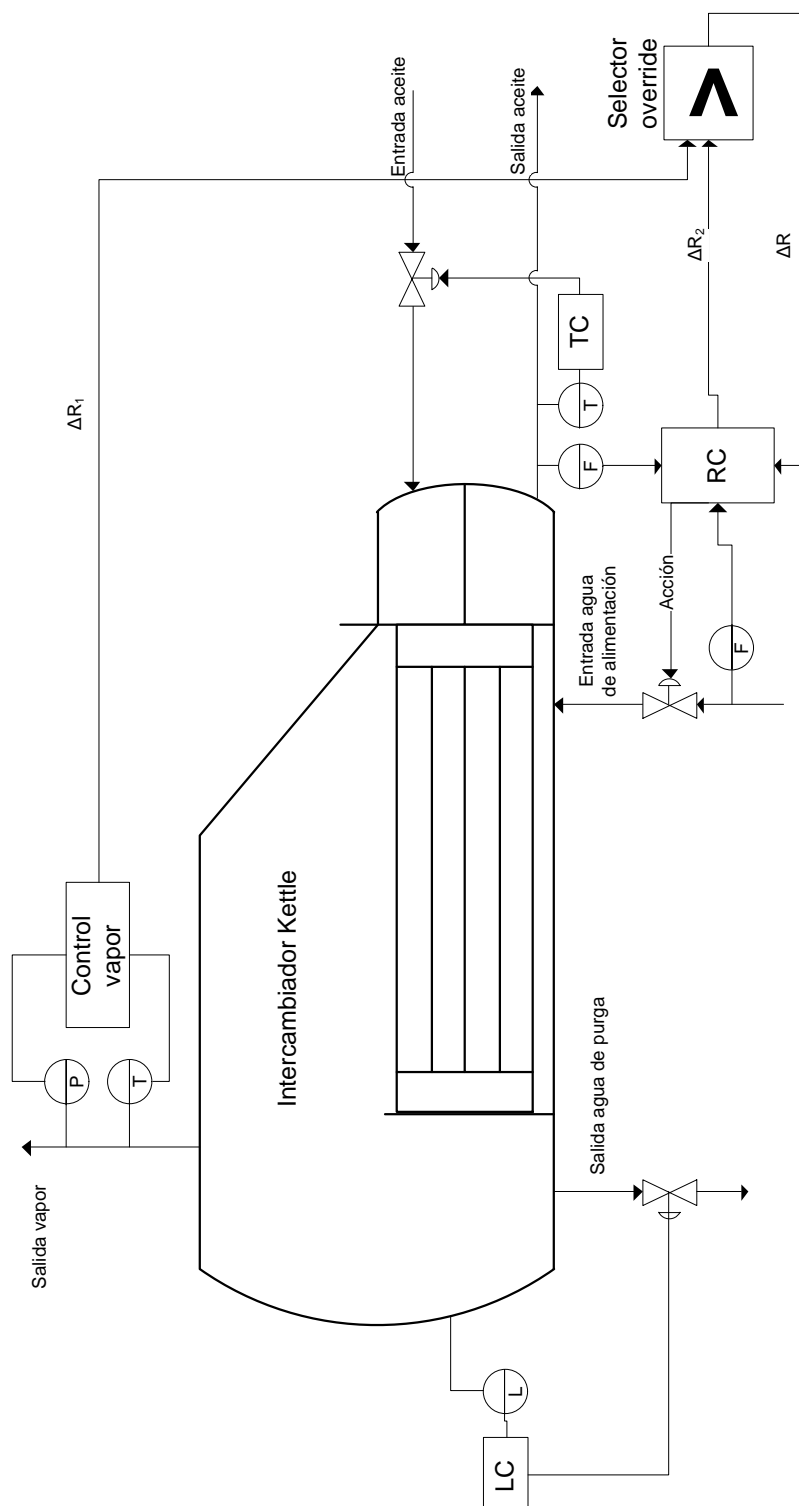


Figura 35: Esquema de control

En la Figura 38 se representa el esquema establecido para el control de la temperatura de salida del vapor. Como el modelo dinámico en lazo abierto presenta una zona de convergencia del modelo (Figura 24), el control de la temperatura de vapor debe actuar cuando la temperatura de salida sea estable ($t=200s$), para evitar que la acción integral del controlador PI o PID acumule el error producido en la convergencia del modelo. Por este motivo se ha implementado un interruptor que active la acción de control cuando el sistema ya se encuentre en la zona estable, es decir, para $t=300s$ (Figura 37). El cálculo de los parámetros del controlador y la selección del mismo se realiza en la sección 5.4.2.

El *setpoint* establecido para el cálculo del error que alimenta al bloque de control es la temperatura de consigna del proceso calculada en secciones anteriores: $T_{\text{salidavapor}}=587.6K$ (Figura 24).

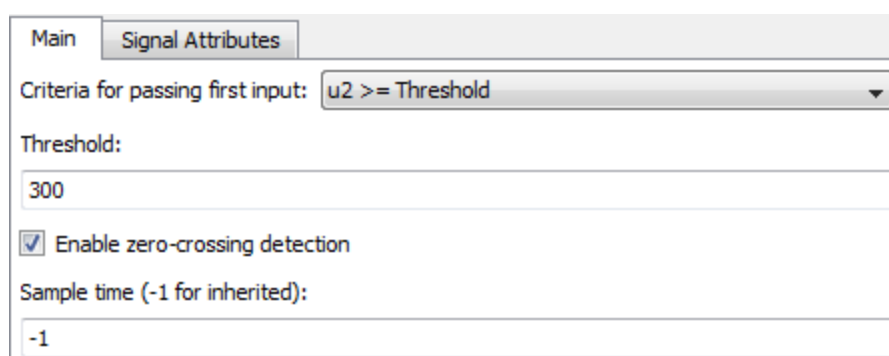


Figura 37: Configuración del interruptor

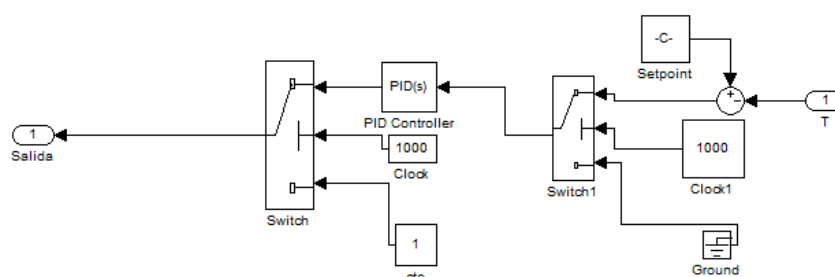


Figura 38: Bloque de control temperatura de vapor

Sensor

Está en contacto con la el flujo de vapor en la salida y mide la energía del medio controlado para dar al sistema de medición una indicación en respuesta a la variación de la temperatura.

Para el proceso se ha seleccionado un termopar con transmisor especiales para la medida en gases de la marca comercial *Wika*, cuyo producto es el Modelo TC81 y TW81 [34]. El rango de operación del sensor y transmisor es de hasta 750°C.



Figura 39: Termopar [34]

El sensor seleccionado se implementa con un tiempo muerto en la medida de 0.2 segundos (*Figura 40*).

El tiempo muerto en la medición se deduce como el tiempo transcurrido desde la generación de vapor en el banco de tubos hasta su medida en la salida del evaporador. Conociendo al caudal de generación de vapor para las condiciones nominales de funcionamiento del evaporador ($m_{\text{vapor}}=30.185 \text{ kg/s}$) y su densidad ($\rho_{\text{vapor}}=59.172 \text{ kg/s}$) se calcula un flujo de vapor de $1.02 \text{ m}^3/\text{s}$. Para hallar el tiempo muerto se aplica la siguiente ecuación, tomando como radio del conducto de salida del evaporador 0.8 metros (r_{cond}) y la distancia media entre la generación de vapor y la salida del evaporador 1.5 metros (d_{media}).

$$t_{\text{muerto}} = \frac{\pi \cdot r_{\text{cond}}^2 \cdot d_{\text{media}}}{m_{\text{vapor}}} = 3 \text{ s} \quad (71)$$

Este tiempo muerto en el transporte se introduce en el bloque que se muestra en la *Figura 40*.

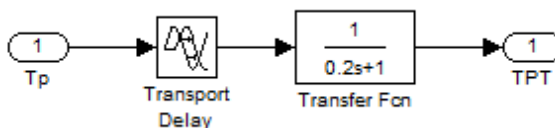


Figura 40: Bloque sensor

Válvula

El elemento final de acción es la válvula de control, la cual está dirigida por un servomotor. Se ha seleccionado una válvula de característica tipo lineal en la cual iguales incrementos de carrera determinan iguales variaciones de caudal. Para el conjunto de la válvula y el accionador se establecido un tiempo de respuesta igual a 0.5s (T_v) (Figura 41) [29].

En el bloque de la válvula entra una señal en porcentaje de apertura de la misma que controla el flujo de aceite a la salida. Se ha añadido un bloque de saturación la válvula que hace que a la salida no puedan existir flujos mayores que el flujo de diseño de la instalación ni existan flujos negativos. El límite superior se ha establecido en el caso de que se encuentre sólo un tren de evaporación funcionando con un porcentaje de seguridad del +15%. Por lo tanto el límite de saturación inferior se establece en 0 kg/s y el límite superior en 690 kg/s.

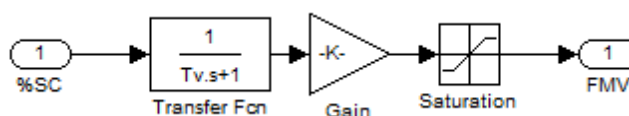


Figura 41: Bloque Válvula lineal

Control del Ratio

En la Figura 42 se muestra el bloque empleado para el control del ratio entre los dos flujos. En dicho bloque se establece un *setpoint* entre los dos flujos que permite regular el caudal de agua de alimentación en función del valor del caudal de aceite térmico. Se ha añadido un bloque de saturación del agua de alimentación que hace que a la salida no puedan existir flujos mayores que el flujo de diseño de la instalación ni existan flujos negativos. El límite superior se ha establecido en el caso de que se encuentre sólo un tren de evaporación funcionando con un porcentaje de seguridad del +15%. Por lo tanto el límite de saturación inferior se establece en 0 kg/s y el límite superior en 70.61 kg/s.

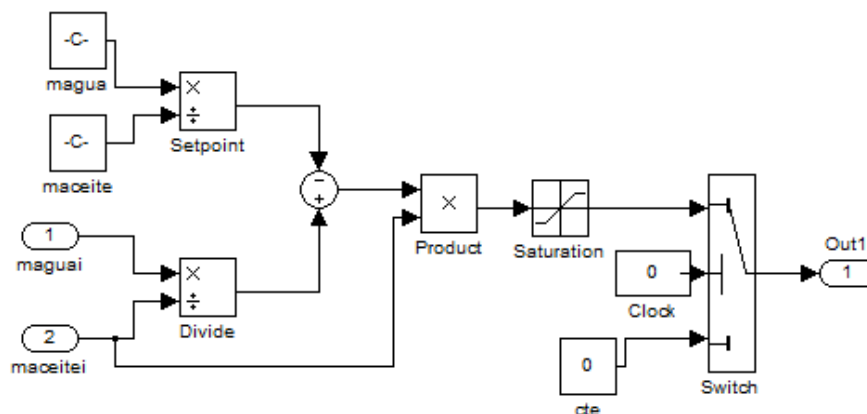


Figura 42: Bloque de Control del Ratio

5.4.2 CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS DEL CONTROLADOR

Para el diseño del controlador implementado en el control de temperatura de salida de vapor del evaporador es posible aplicar diversas técnicas con el fin de determinar los parámetros del controlador que cumplan las especificaciones en estado transitorio y en estado estable del sistema en lazo cerrado.

La estrategia que se quieren implantar en el sistema de control son del tipo PI y PID, dependiendo de la respuesta de la planta, descartando la estrategia proporcional, ya que siempre presenta una diferencia constante con el valor establecido en el *setpoint*. La función de transferencia que define al controlador PID se muestra a continuación:

$$G_c(s) = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad (72)$$

Siendo:

K_p la ganancia proporcional,

T_i el tiempo integral,

T_d el tiempo derivativo.

Ajuste del controlador por realimentación: Método de la ganancia última

El ajuste es el procedimiento mediante el cual se adecúan los parámetros del controlador por retroalimentación, para obtener una respuesta específica de circuito cerrado.

El ajuste de un circuito de control por retroalimentación se basa en la obtención del punto de la curva de Nyquist de la función de transferencia del proceso en donde la dicha curva corta con el eje real negativo. Este punto se caracteriza por los parámetros K_u y T_u , que son conocidos como la ganancia última y el periodo último [31].

El método de cálculo de los parámetros con el sistema realimentado (*Figura 36*) es el siguiente [27]:

- Se desconectan las acciones integral y derivativo del controlador realimentado, por lo que se establece $T_i = \infty$ y $T_d = 0$, tal como muestra la *Figura 43*.
- Con el controlador automático se incrementa K_p de 0 a un valor crítico K_u en donde la salida exhiba primero oscilaciones sostenidas (amplitud constante). Se registra el valor de la ganancia con que se produce dicha oscilación sostenida como K_u . Este método se debe hacer con incrementos de la ganancia pequeños (*Figura 44*).
- Se calcula el periodo de oscilación crítica P_u como se muestra en la *Figura 44*.
- Establecer los valores de los parámetros K_p , T_i y T_d de acuerdo con las formulas de la Tabla 20 para Ziegler-Nichols.

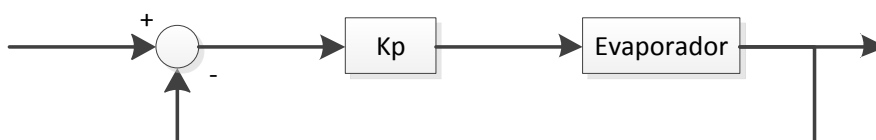


Figura 43: Esquema inicial para el cálculo de parámetros

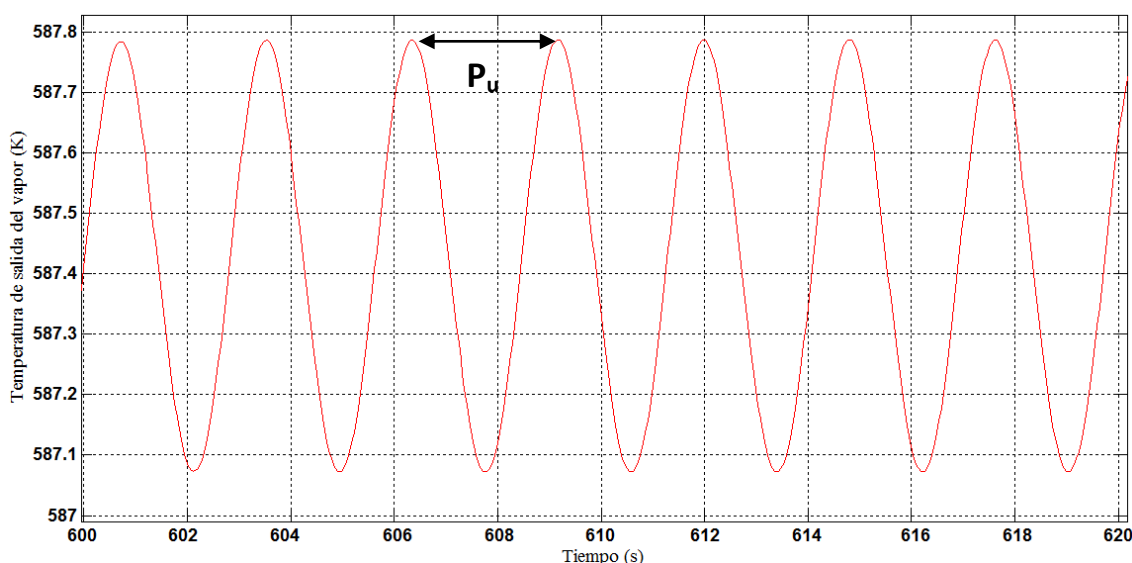


Figura 44: Oscilación sostenida

Para la sintonización del controlador se utilizan las reglas de sintonización de Ziegler-Nichols (*Tabla 20*), que permiten establecer los valores de la ganancia proporcional K_p , del tiempo integral T_i y del tiempo derivativo T_d con base en las características de la respuesta transitoria del evaporador.

Tabla 20: Reglas de sintonización de Ziegler-Nichols

Acción de control	K_p	T_i	T_d
Proporcional (P)	$0.5K_u$	0	0
Proporcional integral (PI)	$0.45K_u$	$P_u / 1.2$	0
Proporcional integral derivativo (PID)	$0.6K_u$	$P_u / 2$	$P_u / 8$

La planta con un controlador PID sintonizado mediante las reglas de Ziegler-Nichols exhibe un sobrepaso máximo aproximado de 10% ~ 60% en la respuesta escalón [31].

Mediante la variación de la ganancia proporcional de la *Figura 43* se obtiene que, para un valor de ganancia última igual a 9.3 se produce la oscilación sostenida del sistema. Para este valor de ganancia se calcula el periodo último como se muestra en la *Figura 45*, resultando 2.46 s.

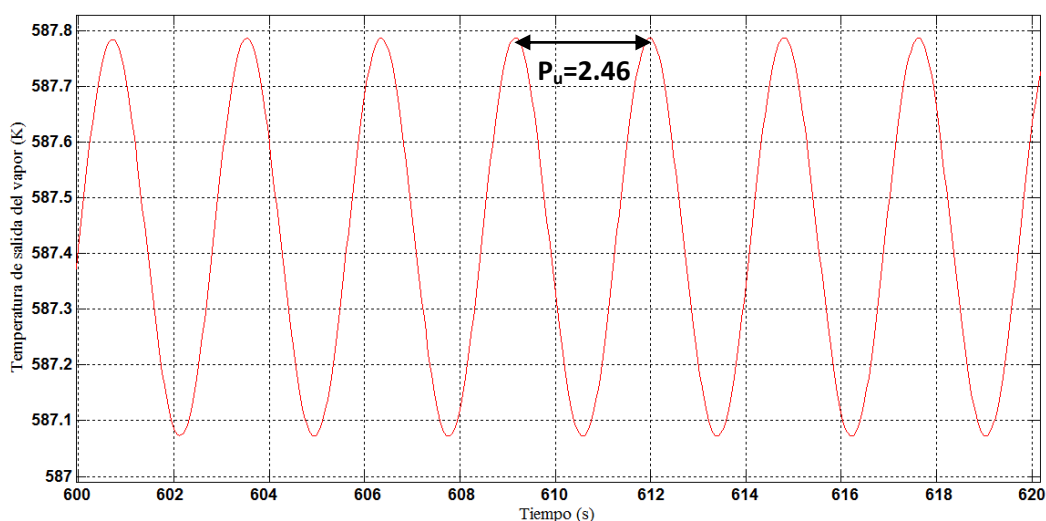


Figura 45: Cálculo periodo último

Utilizando los valores calculados de ganancia y periodo último se sustituyen en la *Tabla 20*, obteniendo los valores de los parámetros en función de la acción de control (*Tabla 21*).

Tabla 21: Parámetros calculados por Ziegler-Nichols

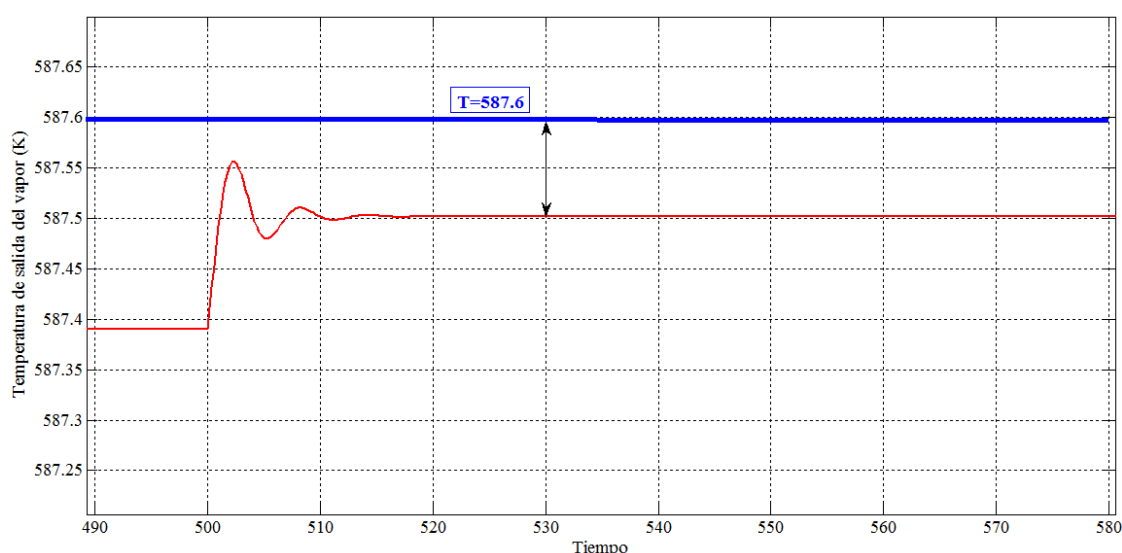
Acción de control	K_p	T_i	T_d
Proporcional (P)	4,65	0	0
Proporcional integral (PI)	4,18	2,05	
Proporcional integral derivativo (PID)	5,58	1,23	0,31

5.4.3 SELECCIÓN DEL CONTROLADOR

En este apartado se selecciona el controlador entre los tres posibles: proporcional (P), proporcional integral (PI) y proporcional integral derivativo (PID). El controlador será seleccionado y diseñado para condiciones de trabajo nominales del evaporador y de la planta (36), simulando perturbaciones que pueden aparecer en este modo de operación.

5.4.3.1 CONTROLADOR PROPORCIONAL (P)

Según las reglas de sintonización de Ziegler-Nichols mostradas en la Tabla 21 el valor de ganancia para el controlador proporcional es $K_p = 4.65$. Para este valor de ganancia la respuesta del sistema ante una entrada escalón se muestra en la Figura 46.


Figura 46: Respuesta a escalón del controlador proporcional ($K_p=4.65$)

Como se muestra en la figura anterior, la respuesta del controlador proporcional ante una entrada escalón presenta una diferencia constante con respecto a la temperatura de referencia de la salida de vapor, por lo que con la estrategia de control proporcional no se alcanza la temperatura de referencia a la salida.

5.4.3.2 CONTROLADOR PROPORCIONAL INTEGRAL (PI)

En la *Figura 47* se muestra el rechazo a la perturbación escalón para el sistema con el controlador PI sintonizado mediante Ziegler-Nichols ($K_p=4.18$ y $T_i=2.05$).

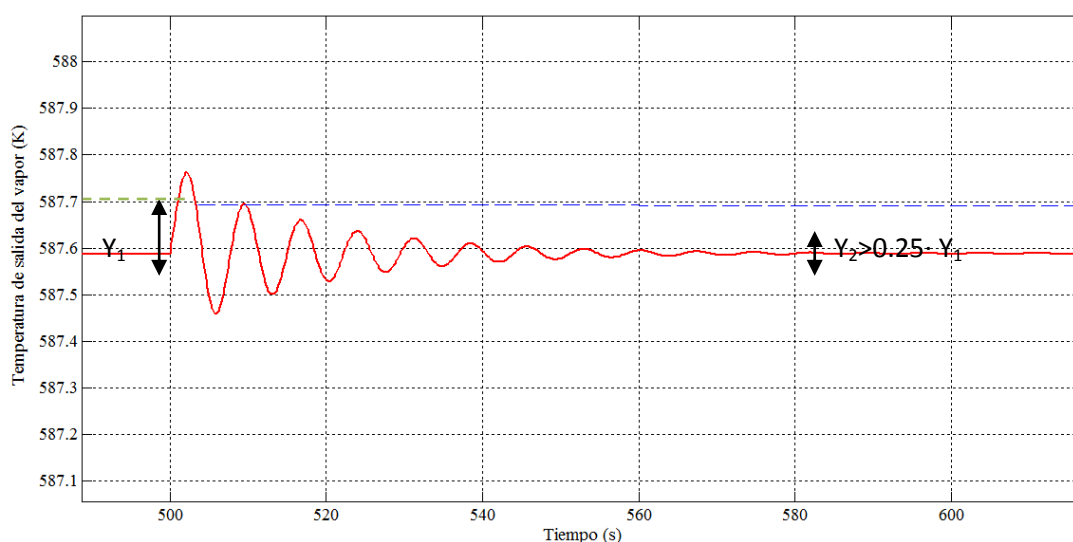


Figura 47: Rechazo a perturbación del controlador PI ($K_p=4.18$ y $T_i=2.05$)

Como se puede observar en la figura anterior la respuesta del sistema con el controlador PI tarda en estabilizarse unos 40 segundos y no cumple con la condición de sobrepaso máximo del 25%.

La respuesta con asentamiento mayor de un cuarto no es deseable para cambios escalón en el punto de control, porque produce un sobrepaso del 50% debido a que la desviación máxima del nuevo punto de control en cada dirección es un medio de la desviación máxima precedente en la dirección opuesta [27].

Por lo tanto se descarta el controlador PI con los parámetros calculados y se propone el controlador de la *Figura 48* manteniendo el valor de ganancia y modificando el tiempo integral ($K_p=4.185$ y $T_i=1$).

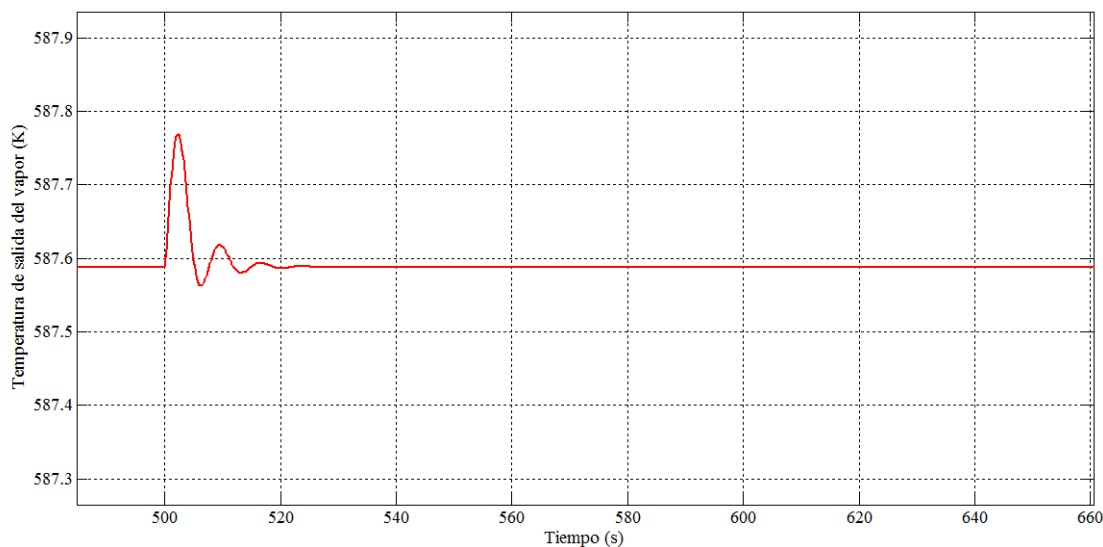


Figura 48: Rechazo de perturbación del controlador PI ($K_p=4.18$ y $T_i=1$)

Con los nuevos parámetros el controlador PI cumple con la condición de estabilidad de sobrepaso máximo del 25 % y, además, la respuesta del sistema se estabiliza en menos de 15 segundos.

5.4.3.3 CONTROLADOR PROPORCIONAL INTEGRAL DERIVATIVO(PID)

En la *Figura 49* se muestra la respuesta al escalón de la perturbación para el sistema con el controlador PID sintonizado mediante Ziegler-Nichols ($K_p=5.58$, $T_i=1.23$ y $T_d=0.31$).

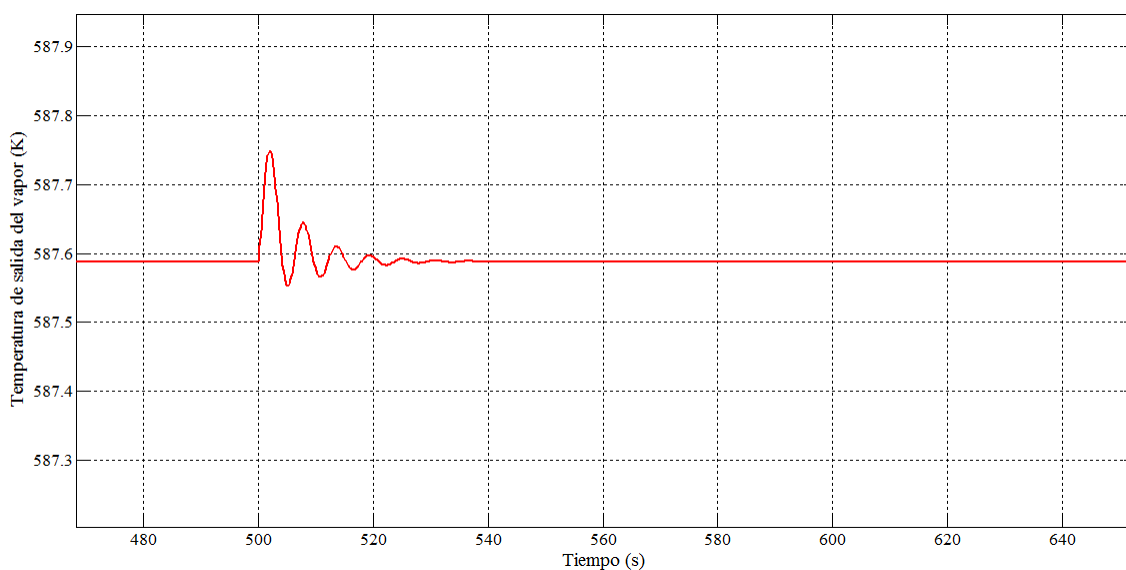


Figura 49: Rechazo de perturbación del controlador PI ($K_p=5.58$, $T_i=1.23$ y $T_d=0.31$)

Como se puede observar en la figura anterior la respuesta del sistema con el controlador PI tarda en estabilizarse unos 20 segundos y se encuentra en el límite para cumplir la condición de sobrepaso máximo del 25%. La respuesta es igual de rápida y la sobreoscilación es más pequeña que con el controlador PI, siendo el tiempo integral (T_i) mayor en el PID.

Esto es debido a la acción derivativa, que acelera la respuesta del sistema a cambios bruscos en la entrada y permite suavizar la respuesta. Esta acción es necesaria para procesos cuyo retardo sea elevado, ya que permite respuestas rápidas y suaves frente a cambios bruscos en la entrada. La desventaja de esta acción es que la medida del sensor debe ser estable y no muy ruidosa porque puede dar problemas en el control.

5.4.3.4 CONCLUSIONES

El controlador se escoge entre el proporcional integral (PI) y el proporcional integral derivativo (PID), ya que la salida del controlador proporcional (P) no alcanza las condiciones de diseño en la salida de la temperatura.

Para escoger entre los dos controladores se debe tener presente que no se deben saturar las variables de entrada de flujo másico de aceite y de agua de alimentación, porque el sistema físico no podría cumplir con los parámetros impuestos en el control y por tanto el sistema de control se encontraría mal diseñado. Para las pruebas realizadas se ha desactivado la saturación de los actuadores y del sensor para que se pueda ver cuándo los flujos másicos descienden por debajo de cero.

En la *Figura 50* y *Figura 51* se muestra la respuesta de los flujos másicos, ante una perturbación escalón en la entrada de temperatura, del controlador PI (sección 5.4.3.2) y del controlador PID (sección 5.4.3.3).

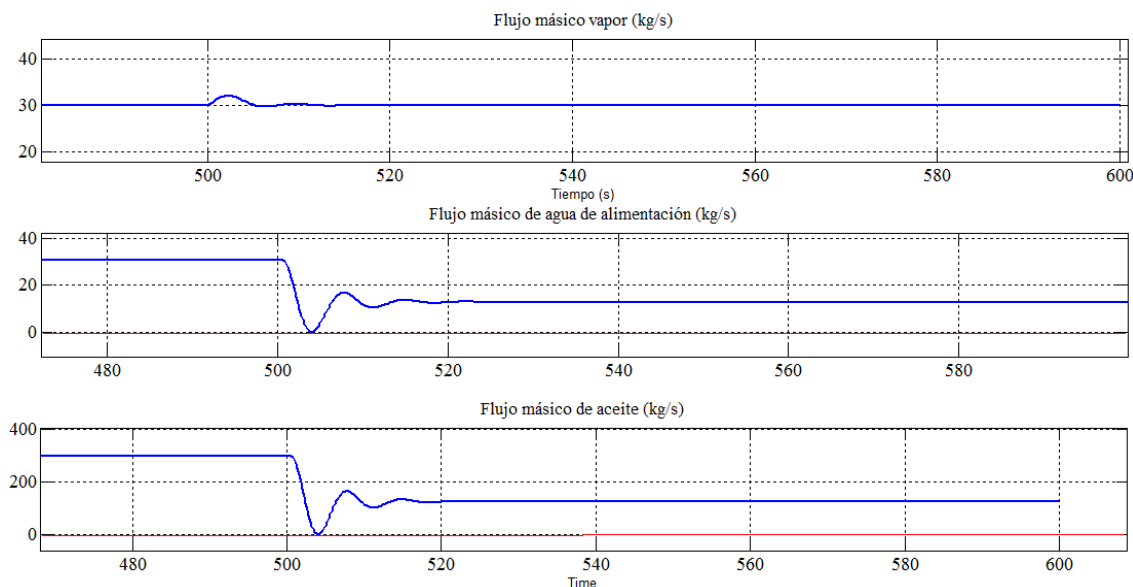


Figura 50: Salida flujos másicos controlador PI

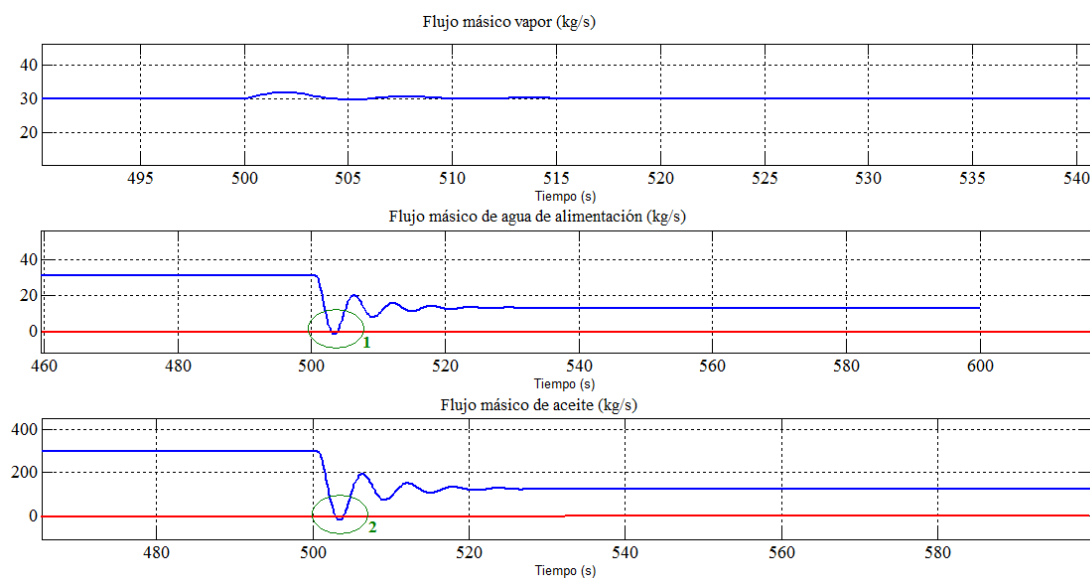


Figura 51: Salida flujos másicos controlador PID

Como se observa en las figuras anteriores el flujo másico del aceite y del agua de alimentación del controlador PID están por debajo de cero y el actuador (si se encontrara configurado) se saturaría. Para el controlador PI el flujo descende mucho pero se queda siempre por encima de cero. Por lo que para el rechazo de esta perturbación escalón el controlador PI es el más adecuado.

También se observa que el controlador PI presenta tiempos de respuesta menores que el control PID. Esto es quizás la ventaja más importante de este control, ya que ocasiona que la temperatura del bloque se estabilice más rápido que con el control PID.

Además de lo previamente descrito, se debe tener en cuenta la sensibilidad al ruido de la acción derivativa. Para ello se ha implementado un bloque en Simulink que genera una señal aleatoria de amplitud controlada y que se aproxima como el ruido del sensor a la entrada del controlador (Figura 52). En la Figura 53 y Figura 54 se expone la respuesta del controlador PI y PID a la perturbación en la señal de entrada.

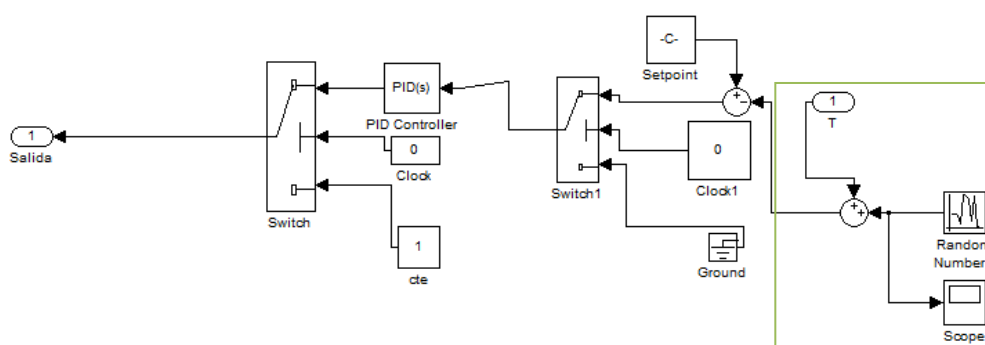


Figura 52: Bloque implementado como ruido de la señal.

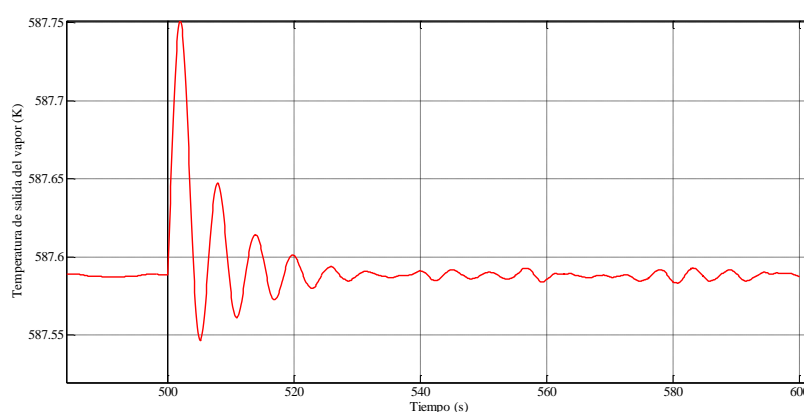


Figura 53: Respuesta a perturbación escalón con ruido (PI)

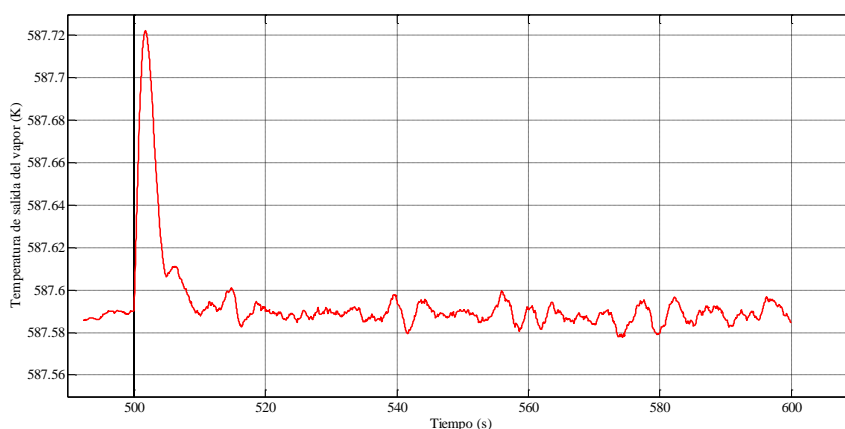


Figura 54: Respuesta a perturbación escalón con ruido (PID)

Como se observa en las figuras anteriores, el controlador PID es mucho más sensible al ruido que el controlador PI provocando más oscilaciones en la respuesta del sistema ante una perturbación.

Porque la sensibilidad al ruido y el tiempo de respuesta en controladores PI es menor que en los controladores PID, se selecciona un controlador PI como sistema de control de la temperatura de salida del vapor.

5.4.4 VALIDACIÓN DEL CONTROLADOR PI

En esta apartado se valida el controlador PI seleccionado, comprobando su respuesta ante variaciones en la temperatura del aceite en la entrada del evaporador.

Como primera prueba se ha simulado una caída en la temperatura del aceite térmico de 10 °C provocada por la disminución de la radiación en el campo solar. En la *Figura 55*, *Figura 56* y *Figura 57* se muestra la perturbación escalón introducida en el evaporador y la respuesta de la temperatura del vapor y de los flujos másicos del evaporador.

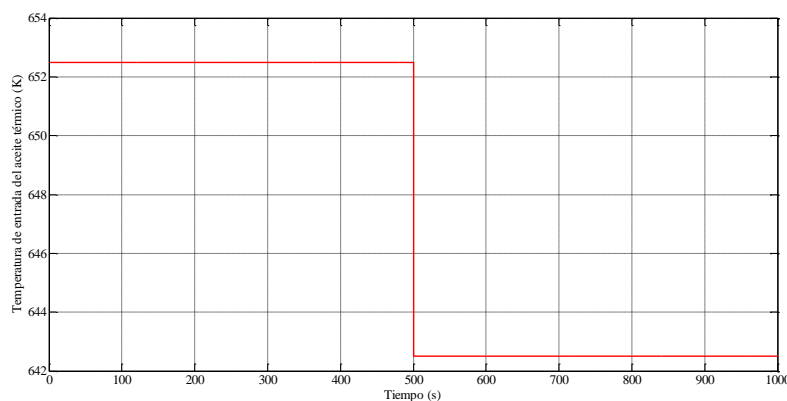


Figura 55: Perturbación step en la temperatura de entrada del aceite (10 °C)

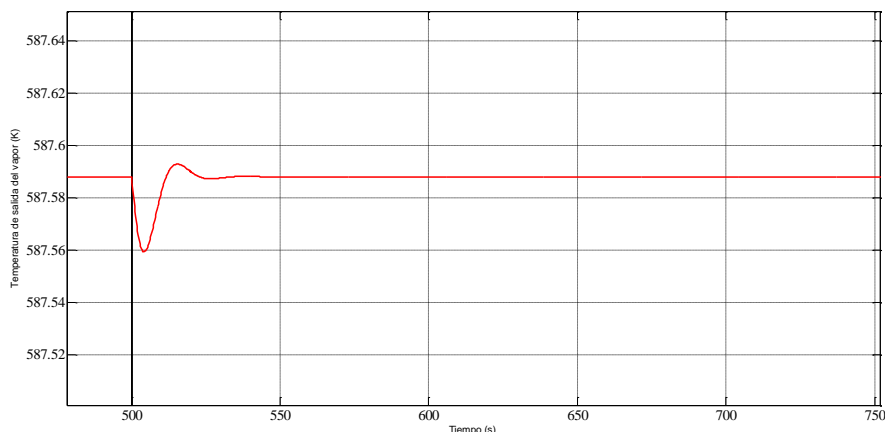


Figura 56: Respuesta de la temp. de salida al Step (10 °C)

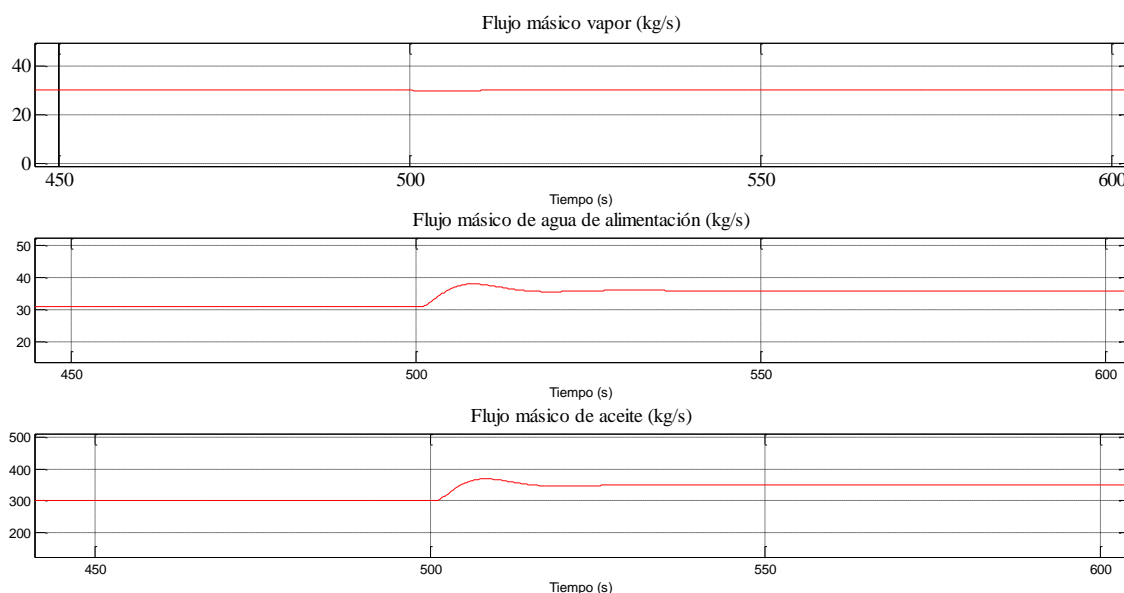


Figura 57: Respuesta de los flujos másicos a la perturbación step (10 °C)

Como se muestra en las figuras anteriores, al producirse una perturbación escalón entre 0 y 10°C el sistema de control PI es capaz de regular la salida y estabilizarla en menos de 20 segundos, sin que la temperatura sufra elevados sobrepaso en la respuesta (disminuye en la primera respuesta al escalón menos de 0.5 °C).

Para analizar el comportamiento de la respuesta en los flujos másicos se debe tener en cuenta que el evaporador ha sido diseñado al 50 % de su capacidad (sección 2.5), por lo que el flujo másico de agua es de 61.62 kg/s y de aceite térmico es de 600 kg/s. Analizando la respuesta de los flujos másicos ante la perturbación de 10 °C (Figura 58), se observa que la variación en la salida de ambos flujos se encuentra dentro de los límites establecidos, por lo que el evaporador puede funcionar sin superar su capacidad máxima.

El flujo másico de aceite se estabiliza entorno a los 350 kg/s y será necesario destinar parte del aceite térmico que calienta el almacenamiento térmico para la producción de vapor en el evaporador. Como consecuencia, el flujo másico de agua de alimentación es incrementado hasta alcanzar un valor estable de 36 kg/s.

El hecho de tener dos trenes paralelos de generación de vapor permite regular el funcionamiento de los dos de manera independiente, estableciendo la proporción de flujos más adecuada para cada uno.

En la siguiente prueba se ha puesto el evaporador al límite de saturación para poder obtener el descenso máximo de temperatura con el que es capaz de trabajar el equipo sin que se produzcan problemas. En la *Figura 58*, *Figura 59* y *Figura 60* se perturba el sistema con un descenso en la temperatura de entrada del aceite de 29 °C y se muestra la respuesta de la salida de temperatura del vapor y los flujos másicos ante dicha perturbación.

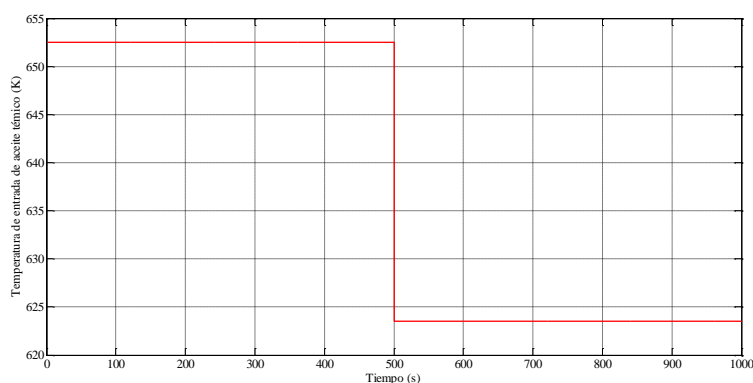


Figura 58: Perturbación step en la temperatura de entrada del aceite (29 °C)

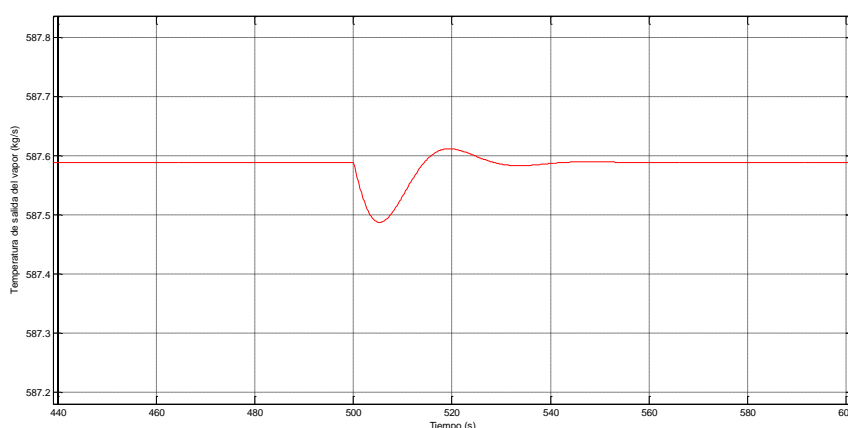


Figura 59: Respuesta de la temp. de salida al Step (29 °C)

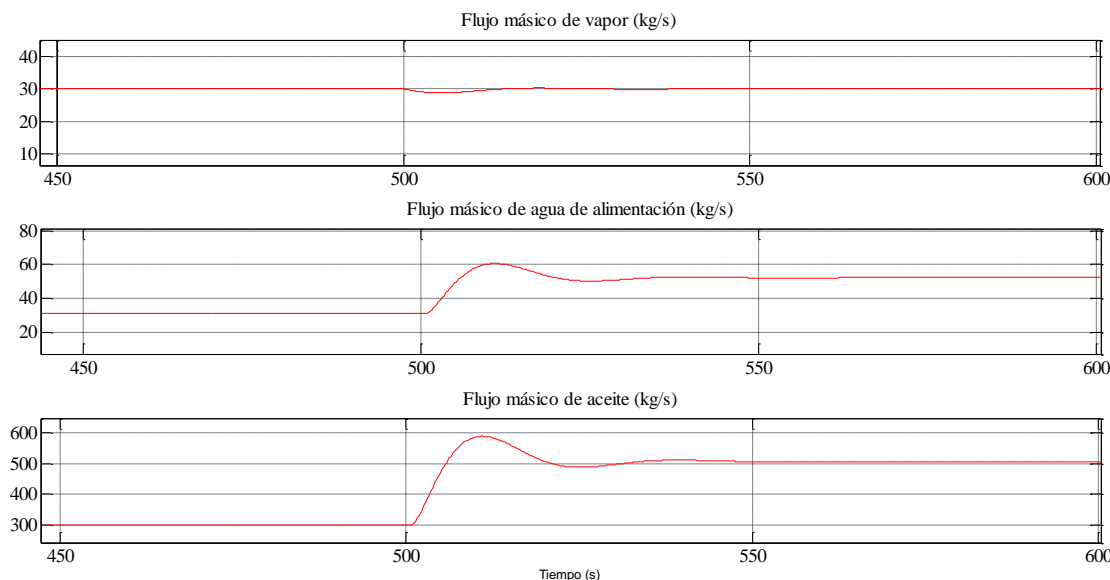


Figura 60: Respuesta de los flujos másicos a la perturbación step (29 °C)

En la *Figura 59* se muestra cómo se consigue controlar de forma estable la temperatura de salida del vapor en un tiempo algo mayor (20 s.), pero sin que se produzcan grandes sobrepasos que puedan dañar equipos aguas arriba (el máximo sobrepaso es 0.5 °C).

En la *Figura 60* se observa como la respuesta del flujo másico de aceite y de agua de alimentación casi alcanza la saturación (600 °C para el aceite y 61.62 kg/s para el agua), estabilizándose para valores de 500 °C y 58 °C respectivamente.

En descensos de temperatura mayores de 29 °C debe entrar en funcionamiento el calentamiento auxiliar del aceite que aporta en el almacenamiento térmico en sales y por la caldera auxiliar instalada en la central termosolar (sección 2.4.2). Se debe controlar el transitorio entre la caída de temperatura en el evaporador y la entrada en funcionamiento del calentamiento auxiliar, ya que existe el riesgo de que en el evaporador disminuya la producción de vapor desde que se produce el descenso de temperatura a la entrada, hasta que entre en funcionamiento el apoyo auxiliar.

Por ello se debe medir la temperatura en el campo solar para conocer el momento en el cual la temperatura del mismo disminuye, y posibilite la anticipación a la perturbación poniendo en funcionamiento el apoyo auxiliar y elevando la temperatura del aceite.

5.5 ESTRATEGIA DE CONTROL DE RIESGOS

La evolución tecnológica que ha experimentado la industria en general ha provocado un aumento de probabilidad de que ocurran grandes accidentes con un notable impacto sobre personas, medio ambiente y equipo. Por ello, en los últimos años, ha surgido un gran interés por controlar el riesgo de las instalaciones y mejorar la seguridad intrínseca de los equipos. Para evaluar la seguridad intrínseca del intercambiador y del sistema de control previamente diseñado se propone una evaluación de riesgo en el intercambiador y sobre su estrategia de control inicial.

El primer requisito para una evaluación y una gestión correctas del riesgo es la identificación de los distintos accidentes que razonablemente pueden producirse en el evaporador.

Las técnicas de identificación de peligros no se limitan sólo a la individualización de los accidentes mayores, sino también a la posibilidad de que se produzcan otros incidentes relacionados con el funcionamiento del proceso. Las técnicas de identificación de peligros dan respuesta a las preguntas *¿qué puede funcionar mal?* y *¿por qué razón?*.

Entre las técnicas identificativas cabe destacar los métodos de análisis más utilizados [35]:

- **Métodos cualitativos:** auditoría de seguridad (*Safety review*), análisis preliminar de peligros (*Preliminar Hazard Analysis*, PHA), listados de control (*Check lists*), ¿qué pasa si...? (*What if...?*), análisis de peligro y operabilidad (HAZOP) y análisis de modos de fallo y efectos (*Failure Modes and Effect Analysis*, FMEA).
- **Métodos semicuantitativos:** índice Dow, índice Mond, índice SHI y MHI (*Substance Hazard Index* y *Material Hazard Index*), árboles de fallos (*Fault Tree*, FT) y árboles de sucesos (*Event Tree*, ET).

El método elegido en el proyecto es el análisis de peligro y operabilidad (HAZOP).

5.5.1 ANÁLISIS DE PELIGRO Y OPERABILIDAD (HAZOP)

Según la *Chemistry Industry Association* el análisis HAZOP se define como: *“La aplicación de un examen crítico, formal y sistemático a un proceso o proyecto de ingeniería de nueva instalación, para evaluar el riesgo potencial de la operación o funcionamiento incorrecto de los componentes individuales de los equipos, y los consiguientes efectos sobre la instalación como conjunto.”* [36]

El análisis HAZOP es una técnica deductiva para la identificación, evaluación cualitativa y prevención del riesgo potencial y de los problemas de operación derivados del funcionamiento incorrecto de un sistema técnico. El análisis pretende, mediante un protocolo relativamente sencillo, estimular la creatividad de un equipo de expertos con diferente formación para encontrar los posibles problemas operativos [37].

5.5.1.1 METODOLOGÍA DE ANÁLISIS

El objetivo de dicho análisis es identificar las posibles deficiencias en el diseño preliminar del sistema de control del intercambiador de calor, y su alcance: el intercambiador de calor, sin que se incluya el diseño de protecciones aguas abajo o aguas arriba del mismo.

El primer paso es la selección de los elementos críticos que deben estudiarse, siendo en este proyecto el intercambiador de calor tipo Kettle. A continuación, sobre cada nodo de estudio, que corresponde a cada línea de fluido del intercambiador seleccionado, y de forma secuencial y repetitiva, se aplican las palabras guía a cada una de las condiciones de operación del proceso, las sustancias y las variables que intervienen (flujo, presión, temperatura, nivel, etc.). Operando de esta manera se generan las desviaciones significativas de las condiciones normales de operación y se realiza un repaso exhaustivo de los posibles funcionamientos anómalos.

Las principales palabras guía propuestas originalmente por ICI y los parámetros de proceso a los que se aplican se muestran en la *Tabla 22*.

Tabla 22: Palabras guía y parámetros del proceso propuestos por ICI [35]

Palabra guía	Significado	Parámetros de proceso
No	Negación de la intención del diseño	Temperatura Presión Nivel Composición Caudal Velocidad Etc...
Menos	Disminución cuantitativo	
Más	Aumento cuantitativo	
Otro	Sustitución parcial o total	
Inversa	Función opuesta a la intención de diseño	

El estudio de las desviaciones conduce a la identificación de sus posibles causas y consecuencias y, por lo tanto, del riesgo potencial y de los problemas derivados de un funcionamiento incorrecto; paralelamente, se buscan los medios protectores del sistema. La información se recoge en una tabla ordenada, como se ve más adelante.

A la hora de realizar el análisis se deben seguir unos pasos propuestos en el esquema de la *Figura 61*, mediante el cual se consigue realizar el análisis completo a todas las líneas de fluido utilizando todos los parámetros de proceso que pudieran darse.

Para el estudio de la desviación planteada se deben identificar una serie causas, consecuencias y medidas que se deben recoger en la tabla que compone el estudio HAZOP. Mediante el análisis y evaluación de todo lo anterior se proponen una serie de medidas también recogidas en la misma tabla. En la *Figura 62* se muestra el proceso para el estudio de la desviación.

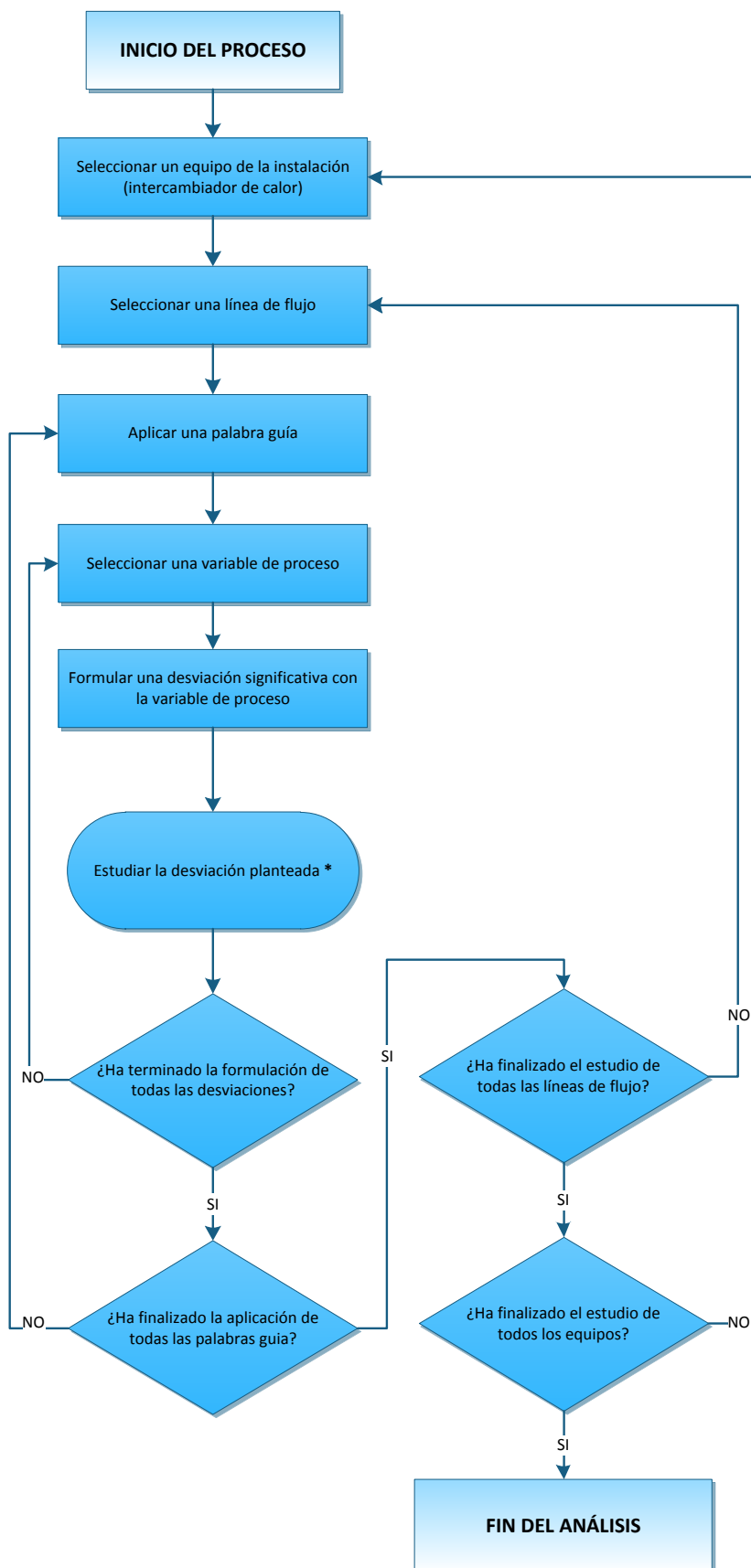


Figura 61: Diagrama lógico del análisis HAZOP [35]

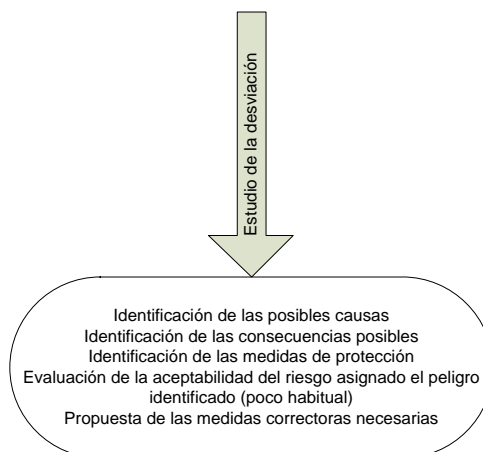


Figura 62: Esquema de estudio de la desviación [35]

5.5.1.2 DESCRIPCIÓN DE LAS PROTECCIONES DEL INTERCAMBIADOR

Se recuerda que las protecciones iniciales existentes en el intercambiador de calor son:

- Control de nivel del agua de purga.
- Control de la temperatura de entrada del aceite al intercambiador.
- Control del ratio entre las corrientes.
- Control *override* sobre las variables de salida del vapor.

El sistema se estudia en condiciones normales de operación.

5.5.1.3 ESTUDIO PRELIMINAR

En el estudio preliminar se analiza mediante la matriz de interacción, la peligrosidad de las sustancias en las condiciones del proceso para tener una referencia previa de los posibles problemas en el intercambiador.

Tabla 23: Matriz de interacción [35]

	Aceite	Agua	Aire	Comentarios
Aceite térmico		-	-	
Aire	X	-		Atmósfera explosiva
Agua / vapor	-		-	
Temperatura en el intercambiador	X	-	-	Aceite líquido inflamable
Exceso de temperatura en el intercambiador	X	X	-	Atmósfera explosiva. Descomposición del aceite.

Se han identificado las siguientes situaciones peligrosas:

- La presencia de aire en el aceite térmico puede favorecer la formación de una atmósfera explosiva, especialmente si está recalentado.
- La temperatura normal de calentamiento del aceite está por encima de su punto de inflamación, y un exceso de temperatura provoca la descomposición del aceite.

5.5.1.4 ANÁLISIS HAZOP

La siguiente tabla se muestra el resultado del análisis HAZOP realizado sobre el evaporador [37].

Tabla 24: Análisis HAZOP del evaporador

Palabra guía	Variable	Desviación	Causas posibles	Consecuencias posibles	Comentarios y medidas correctoras
No	Caudal	Falta caudal de aceite en el intercambiador	1. No funciona el sistema de bombeo de aceite 2. Falta aceite por problemas externos a la instalación	No existe formación de vapor.	Parada de la instalación. Se debe reemplazar el aceite por el almacenamiento térmico. Instalación de válvula en la salida de vapor para aislar el evaporador.
No	Caudal	Falta de caudal de agua de alimentación	3. Fallo en el bombeo de agua de alimentación 4. Falta de agua por problemas externos a los límites de la instalación.	Evaporación de toda el agua del intercambiador. Daños en el mismo por la recirculación de aceite caliente.	Parada de la instalación. Cierre válvula agua de alimentación. Desviación del aceite térmico para el calentamiento del almacenamiento.

Palabra guía	Variable	Desviación	Causas posibles	Consecuencias posibles	Comentarios y medidas correctoras
Parte de	Composición	Cambio en la composición y propiedades del aceite térmico.	5. Degradación del aceite térmico.	Mala transmisión de calor. Fallos en el ciclo	Se instala un sistema de control de composición del aceite.
Otro	Composición	Modificación de la composición del agua del intercambiador	6. Cambio en los parámetros de composición del agua (poco probable)	Mala transmisión de calor en el intercambiador. Exceso de suciedad en el mismo	Controlar la composición del agua a la entrada de los intercambiadores.
Inversa	Caudal	Se produzca un flujo inverso en el caudal de aceite térmico	7. Posible cierre de válvulas aguas abajo y falta de presión en la bomba	Rotura de los tubos del intercambiador.	Diseñar la válvula del flujo de aceite como una válvula anti retorno.
Más	Caudal	Aumento del caudal de aceite térmico en el intercambiador	8. Exceso de presión en las bombas de alimentación de aceite.	Rotura de los tubos del intercambiador. Riesgo para la seguridad de la central. Parada de la instalación.	Controlado con el controlador proporcional instalado en el diseño inicial. Instalación de un sistema de retorno cuando exceda el máximo.
Menos	Caudal	Disminución del caudal de aceite térmico en el intercambiador	9. Defecto de presión en las bombas de alimentación de aceite. 10. Ensuciamiento de las tuberías de alimentación del aceite.	Mala transmisión de calor en el intercambiador. Si persiste se deben emprender medidas correctivas en la limpieza de los tubos.	Controlado con el controlador proporcional instalado en el diseño inicial.

Palabra guía	Variable	Desviación	Causas posibles	Consecuencias posibles	Comentarios y medidas correctoras
Más	Temperatura	Aumento de la temperatura del aceite térmico en el intercambiador	11. Aumento excesivo del calentamiento en el campo. Fallo en el sistema de control del campo solar	Degradación del aceite térmico. Exceso de calor en el intercambiador de calor.	Nada. Controlado con el controlador de temperatura del aceite térmico en el diseño inicial.
Menos	Temperatura	Disminución de la temperatura del aceite térmico en el intercambiador	12. Disminución excesiva de la radiación solar. Transitorio hasta que entra en funcionamiento el apoyo térmico auxiliar.	Baja producción de vapor en el intercambiador.	Controlado con el controlador de temperatura del aceite térmico en el diseño inicial.
Inversa	Caudal	Se produzca un flujo inverso en el caudal de agua de alimentación.	13. Vaciado de agua en el intercambiador. Fallo en alimentación del agua.	Disminución del agua del intercambiador pudiéndose quedar los tubos sin cubrir. Daños en el intercambiador.	Controlado con el controlador del ratio de caudales instalado en el diseño inicial. Instalación de válvula anti retorno.
Menos	Caudal	Disminución del caudal de agua de alimentación en el intercambiador	14. Defecto de potencia en las bombas de alimentación de agua. 15. Ensuciamiento en las tuberías de alimentación al intercambiador.	Mala transmisión de calor en el intercambiador Igual que 13. Si el problema persiste se deben limpiar los tubos.	Controlado con el controlador de ratio instalado en el diseño inicial.

Palabra guía	Variable	Desviación	Causas posibles	Consecuencias posibles	Comentarios y medidas correctoras
Más	Caudal	Aumento del caudal de agua de alimentación en el intercambiador	16. Exceso de potencia en las bombas de alimentación de agua. Fallo.	Exceso de agua de purga porque no se produce ebullición. Falta de vapor en el ciclo generando daños en la turbina. Parada de la instalación.	Controlado con el controlador de ratio instalado en el diseño inicial. Se instala un sistema de retorno independiente para evitar la rotura de tuberías.
No	Nivel	Falta nivel de agua de purga.	17. Se evapora toda el agua de alimentación.		Cierre de la válvula de control para conseguir acumular agua de purga. Se realiza mediante control de nivel ya instalado. Pueden existir problemas en el evaporador. Chequear el resto de elementos de control,
Más	Nivel	Aumento cualitativo del nivel de agua de purga.	18. No se produce evaporación en el intercambiador y se provoca el rebose del agua de alimentación.	No se forma vapor en el ciclo.	Apertura total de la válvula de control para conseguir drenar el exceso de agua de purga. Control de nivel ya instalado. Revisión sistema de control de caudales.

Palabra guía	Variable	Desviación	Causas posibles	Consecuencias posibles	Comentarios y medidas correctoras
Menos	Nivel	Disminución cualitativa del nivel de agua de purga.	19. Se produce una tasa de evaporación mayor en el intercambiador.		Cierre parcial de la válvula de control del agua de purga. Se realiza mediante control de nivel ya instalado. Revisión sistema de control de caudales.
No	Caudal	Falta de caudal de vapor a la salida.	20. Desajuste entre la relación de caudales del aceite térmico y agua de alimentación	Falta de vapor en el ciclo. Daños en turbina y resto de equipos. Si persiste, parada de la instalación.	Controlado por el controlador instalado a la salida del flujo de vapor que corrige la relación de caudales.
Más	Caudal	Exceso de caudal de vapor a la salida.	21. Desajuste entre la relación de caudales del aceite térmico y agua de alimentación	Exceso de vapor en el intercambiador. Se puede producir explosión en el mismo. Parada de la instalación.	Controlado por el controlador instalado a la salida del flujo de vapor que corrige la relación de caudales. Se instala un sistema de control de la presión en el evaporador y un sistema de venteo para evitar que se produzcan explosiones.

Palabra guía	Variable	Desviación	Causas posibles	Consecuencias posibles	Comentarios y medidas correctoras
Menos	Caudal	Defecto de caudal de vapor a la salida.	22. Desajuste entre la relación de caudales del aceite térmico y agua de alimentación	Se pueden producir daños en los equipos.	Controlado por el controlador instalado a la salida del flujo de vapor que corrige la relación de caudales. La instalación es capaz de operar hasta cierto nivel, si no se llega se debe parar la planta.
Más	Temperatura	Exceso de temperatura de vapor a la salida.	23. Desajuste entre la relación de caudales del aceite térmico y agua de alimentación que provoca un excesivo aumento de la temperatura.	Mayor temperatura en el vapor en los equipos posteriores que puede dañarlos.	Controlado por el controlador instalado a la salida del flujo de vapor que corrige la relación de caudales.
Menos	Temperatura	Menos temperatura en el vapor de la esperada	24. Desajuste entre la relación de caudales.	Menor producción de vapor en el evaporador. Se pueden producir daños en equipos posteriores.	Controlado por el controlador instalado a la salida del flujo de vapor que corrige la relación de caudales.

El diagrama de flujo del esquema de control con la aplicación de las recomendaciones de la *Tabla 24* quedaría modificado de la siguiente forma (*Figura 63*):

- Se añaden dos estaciones de control de la composición (CS1 y CS2) que controlan la composición de los flujos a la entrada del evaporador.

- Se implementa un sistema de medición de la presión (con dos sensores de presión (PSL1 y PSL2) por seguridad) en el evaporador que permita determinar el exceso de presión en el mismo. Además se añade un sistema de venteo de emergencia que actúa cuando la presión en el evaporador supera el valor máximo permitido.
- Se añaden dos válvulas antiretorno en la línea de flujo del aceite (VL1 y VL2) y del agua de alimentación (VL3) que evite el flujo inverso de caudal en el evaporador.
- Se añade un sistema de retorno de aceite térmico (V1) y de agua de alimentación (V2) que permita desviar los flujos si se produjese la parada del evaporador.

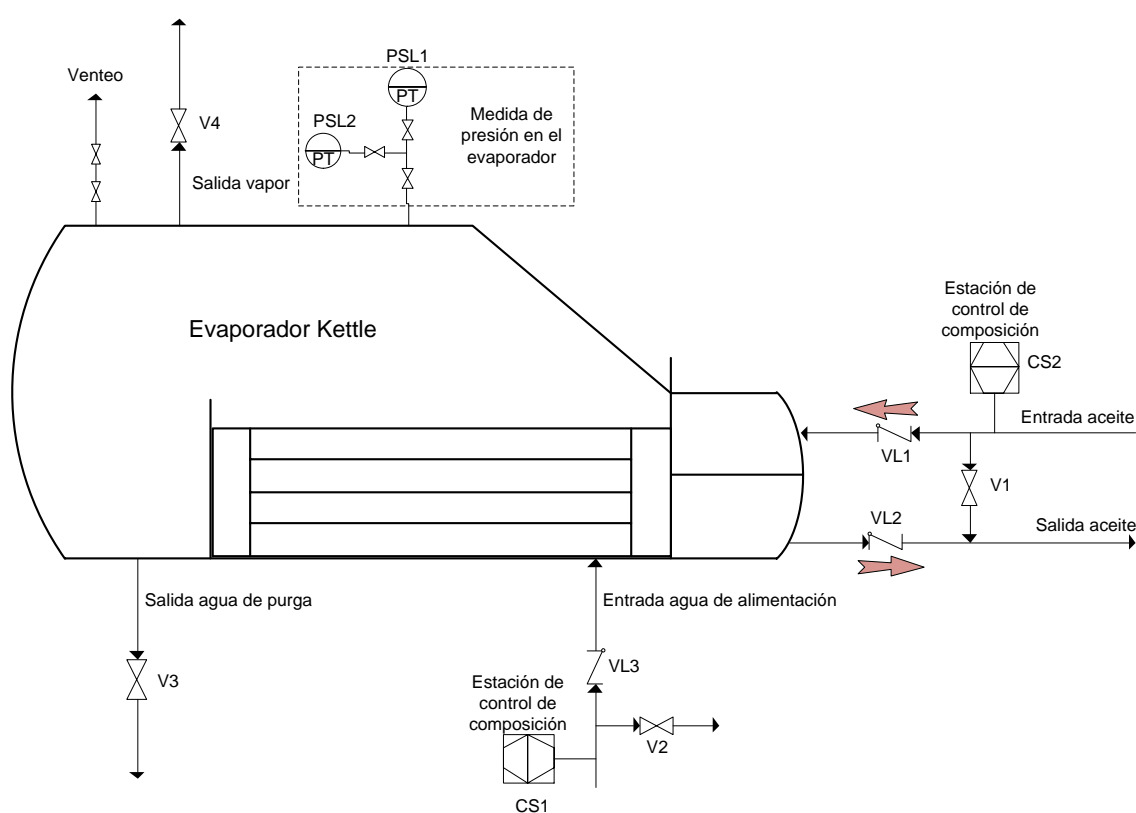


Figura 63: Esquema de protecciones tras el HAZOP

5.6 ESQUEMA FINAL DE CONTROL

En la *Figura 64* se muestra el esquema final de control del evaporador. Se han implementado los dos sistemas de control de manera independiente para garantizar la seguridad del equipo, estableciendo redundancia en los instrumentos y actuadores.

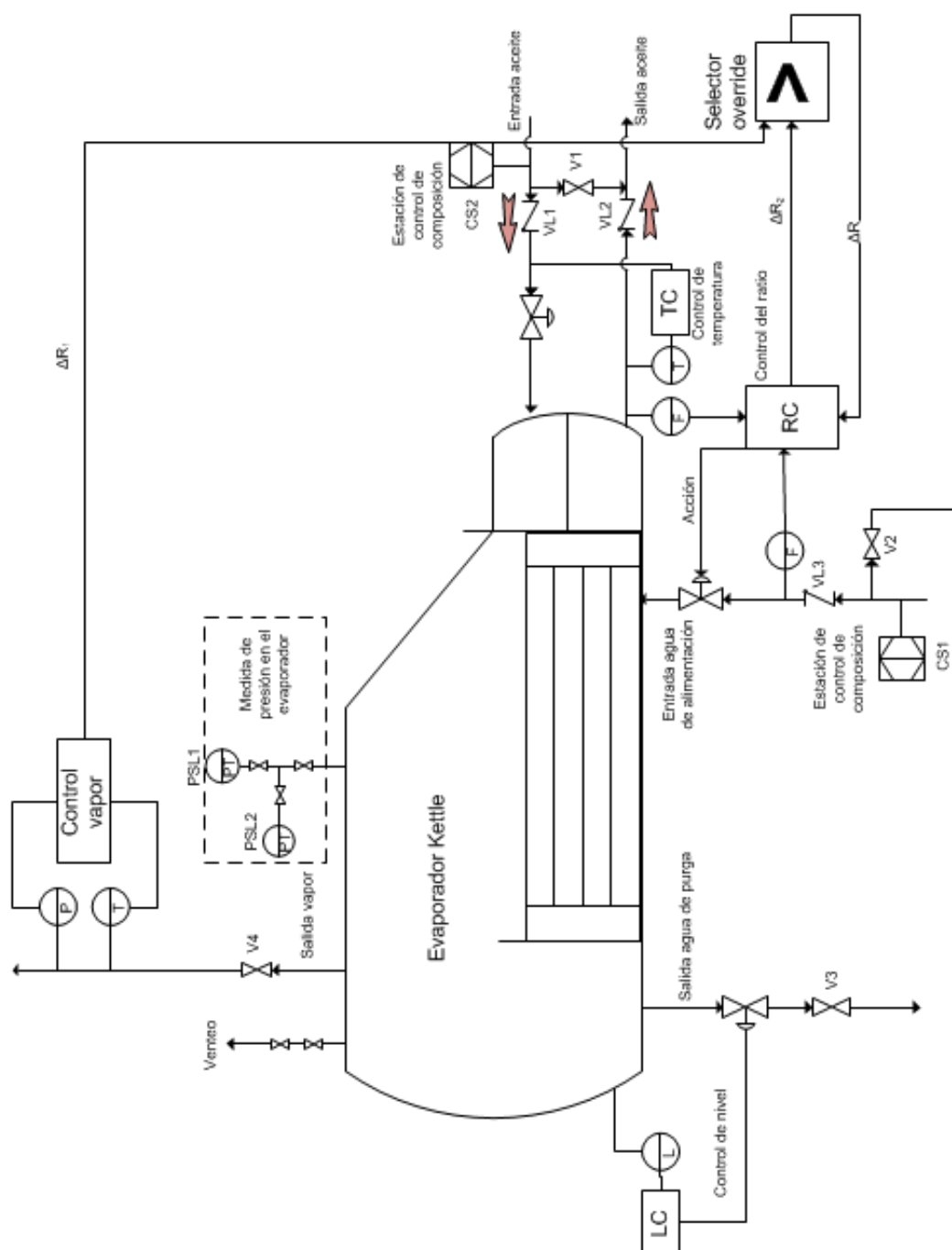


Figura 64: Esquema final de control

6. ESTUDIO ECONÓMICO

6.1 DESGLOSE DEL ESTUDIO ECONÓMICO

Es necesario describir el alcance de suministro, necesario para realizar un desglose lo más completo posible del presupuesto [38].

6.1.1 MATERIALES Y FABRICACIÓN DEL EQUIPO

En este apartado se debe distinguir entre los dos sistemas de control instalados: Sistema de control del proceso y el sistema de control de seguridad.

6.1.1.1 SISTEMA DE CONTROL DEL PROCESO

Los elementos de control del proceso son:

- **Transductor de presión:** Se ha instalado un transductor de presión especial para flujos de vapor de la marca comercial Honeywell con un coste de 400€.
- **Transductor de temperatura:** Se ha colocado uno en el lado de aceite térmico, del modelo HEL 707-T-0-1200 de la firma comercial Honeywell con un coste aproximado de 50€.
- **Transductor de temperatura para vapor:** Se han instalado uno en la salida del vapor de agua, del modelo LM BP211 de la firma comercial Honeywell con un coste aproximado de 190€.
- **Control de nivel de líquido:** Se ha puesto un controlador de nivel LL-V de Honeywell con un coste aproximado de 835€.
- **Válvula de sello del caudal de vapor:** Al ser un elemento crítico en el control del evaporador se ha elegido una válvula especial para flujos de vapor de Fisher con un coste aproximado de 4500€.
- **Transductor de sensor de flujo:** Se ha escogido el modelo Versa flow 4000 de la empresa Honeywell con un coste aproximado de 417 €.
- **Válvula de control del proceso:** Se instalan válvulas normales de control de proceso de la empresa Fisher que cumplen las condiciones del mismo con un coste aproximado de 3000 €.

En la *Tabla 25* se recogen los costes de los elementos de control del proceso instalados en el evaporador:

Tabla 25: Coste de los elementos de control del proceso

Equipo	Cantidad	Coste (€)	Total (€)
Transductor de presión	1	400	400
Transductor de temperatura	1	49	49
Transductor de temperatura para vapor	1	192	192
Control de nivel	1	836	836
Válvula de vapor	1	4000	4000
Transductor del flujo	2	418	835
Válvula de control	2	3000	6000

6.1.1.2 SISTEMA DE CONTROL DE SEGURIDAD

- **Transductor de presión:** Se ha instalado dos transductores de presión LM BP211 de la marca comercial Honeywell con un coste aproximado de 150€ cada uno.
- **Válvula antiretorno:** Se instalan 3 válvulas antiretorno de control del proceso de la empresa Fisher con un coste aproximado de 700 €.
- **Válvula de proceso:** Se instalan 9 válvulas normales de control de proceso de la empresa Fisher que cumplen las condiciones del mismo con un coste aproximado de 600 €.
- **Control de composición:** Se instalan un medidor de densidad 7847 de la empresa Micro Motion con un coste aproximado de 1000 €.

En la *Tabla 26* se recogen los costes de los elementos de control de seguridad instalados en el evaporador:

Tabla 26: Presupuesto de los elementos de control de seguridad

Equipo	Cantidad	Coste (€)	Total (€)
Transductor de presión	2	150	300
Control de composición	2	1000	2000
Válvula antiretorno	3	700	2100
Válvula de control	9	600	5400

6.1.2 HORAS DE DISEÑO E INGENIERÍA

En este apartado se describen los costes de personal necesarios para el proyecto [38]:

- **Ingeniería:** Un jefe de proyecto y un ingeniero con una duración de 1.5 meses, dedicadas 8 horas al día con un coste por hora total de 42 €/h.

- Calidad y pruebas: Un inspector con una duración de 1 mes con un coste por hora total de 40 €/h.
- Gastos generales (Luz, impresoras, reuniones, viajes, dietas): 3000€.

Tabla 27: Presupuesto horas de diseño e ingeniería

Concepto	Número de horas (h)	Coste por hora (€/h)	Presupuesto (€)
Ingeniería y diseño	240	42	10080
Calidad y pruebas	160	40	6400
Gastos generales	-	-	3000

6.1.3 PRESUPUESTO TOTAL

El presupuesto total estimado para el proceso se expone en la *Tabla 28*. Este presupuesto se encuentra calculado sin IVA ni impuestos.

Tabla 28: Presupuesto total del diseño

Presupuesto equipos control del proceso (€)	12311
Presupuesto equipos control de seguridad (€)	9800
Presupuesto horas de diseño (€)	19480
Coste de fabricación (€)	41591
Gastos Generales (0.25%) (€)	104
Beneficio (15%) (€)	6239
Presupuesto total (€)	47934

7. CONCLUSIONES

7.1 CONCLUSIONES DEL DISEÑO

En el diseño del evaporador se ha concluido la instalación de un evaporador tipo Kettle con un área efectiva de intercambio de 1143 m^2 y con 1594 tubos. Se ha elegido un doble tren de evaporación por la reducción del tamaño de los equipos y por la seguridad de la central.

En la investigación llevada a cabo sobre el control del evaporador, se ha deducido la validez del modelo de control implementado hasta un límite de temperatura, por debajo del cual se debe funcionar con apoyo auxiliar que aporta la caldera de gas o el almacenamiento térmico. Este límite inferior se encuentra limitado por los límites de los flujos máxicos en la respuesta del sistema a una perturbación. La necesidad de una producción continua de vapor hacen que, ante una perturbación, el sistema debe responder lo más rápidamente posible sin presentar un amortiguamiento elevado que reduzca aún más el límite inferior de operación.

Por tanto, el control óptimo para la estrategia de control seleccionada viene determinado por el equilibrio entre la rapidez en la respuesta del sistema (se debe evitar que los equipos posteriores, y en especial la turbina, se queden sin vapor) y los límites físicos impuestos por los caudales a la entrada del evaporador. Para ello se ha establecido un control Proporcional integral (PI) de la temperatura de salida de vapor y un controlador de ratio para fijar la relación entre caudales.

Esta limitación inferior pone de manifiesto la importancia del apoyo auxiliar en esta tecnología, lo que provoca la necesidad del funcionamiento en condiciones nominales si se desea prescindir del apoyo auxiliar.

Finalmente del análisis HAZOP se ha derivado la instalación de diversos elementos de control que aumentan la seguridad del equipo.

7.2 NOTAS

El desarrollo del proyecto ha permitido conocer en profundidad el funcionamiento de una central termosolar CCP, el evaporador tipo Kettle y los problemas asociados a ambas tecnologías. Partiendo de este conocimiento se ha implementado un lazo de control

primario para temperatura de salida del flujo de vapor.

En la presentación de la tecnología se observa que, el principal impedimento en el desarrollo de la misma es el bajo número de horas de funcionamiento de este tipo de centrales, poniendo en evidencia la necesidad de un control fiable y continuo que permita la generación constante de electricidad. Este modelo de control se tiene que encontrar apoyado por un sistema de generación auxiliar que permita mantener la estabilidad en la producción eléctrica, tanto en condiciones desfavorables de insolación como en periodos nocturnos.

7.3 VALORACIÓN ADICIONAL

El objetivo del presente proyecto es diseñar el lazo de controlador básico del generador de vapor de una central termosolar CCP y establecer los límites del mismo para la central termosolar estudiada en el mismo. Para ello se ha estudiado e implementado el control de la temperatura de salida de vapor del intercambiador mediante un controlador PI.

La investigación del proyecto se ha realizado bajo condiciones nominales de operación, por lo que existen un elevado número de líneas de investigación para desarrollar e implementar un sistema de control que garantice el funcionamiento de la central en los otros modos de operación de la planta descritos en la sección 2.7.

En la misma línea de desarrollo llevada a cabo en este proyecto se puede investigar el control difuso (*fuzzy*) como regulación en el evaporador. Dicho control permite valorar las entradas, analizarlas en función de unas reglas lógicas impuestas, cuantificar el valor del cambio en función del resultado del paso anterior y tomar decisiones que modifiquen los valores en la salida.

El objetivo de elevar el número de horas de funcionamiento de estas centrales es uno de las principales líneas de investigación de esta tecnología de concentración.

Por ello, como futuras líneas de desarrollo se puede estudiar el control de otro de los elementos críticos en este tipo de centrales: el campo solar de colectores. Un buen control del campo solar junto con el apoyo auxiliar puede proporcionar una estabilidad en el evaporador que permita la generación continua de vapor.

Otra de las líneas que se encuentra en desarrollo es la introducción en este tipo de tecnologías de los ciclos de baja temperatura con la mezcla de amoníaco y agua [4], denominado ciclo Kalina. Este tipo de ciclos permite trabajar bajo condiciones de alta insolación y baja insolación funcionando con ciclo Rankine o Kalina respectivamente. La potencia y el rendimiento del ciclo Kalina son mucho más bajos que la del ciclo Rankine, pero permite producir energía de manera continua, aumentando el rendimiento global del ciclo.

Como alternativas a la tecnología CCP, otro posible desarrollo es la línea de investigación de generación de vapor directa en el colector cilindro parabólico [6]. El principal problemas que presenta la tecnología es el control de la ebullición del agua en los tubos, presentando como ventaja el aumento de la temperatura máxima del ciclo lo que conlleva el aumento de la potencia generada en el mismo.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Red eléctrica española. (2011) Informe del sistema eléctrico español. Avance 2010. [Online]. http://www.ree.es/sistema_electrico/informeSEE.asp
- [2] Soteris A. Kalogirou, *Solar Energy Engineering*.: Elsevier Inc., 2009.
- [3] Greenpeace, SolarPaces y Asociación europea de la energía solar termoelectrica (Estela), "Energía solar térmica de concentración: Perspectiva mundial 2009," 2009.
- [4] Gur Mittelman and Michael Epstein, "A novel power block for CSP systems," Agosto 2010.
- [5] A de Francisco et al., "Development and testing of a prototype of low-power water-ammonia absorption equipment for solar energy applications," 2001.
- [6] Eduardo Zarza, H. Dieter Weyers, Martin Eickhoff, Markus Eck, and Klaus Hennecke, "The DISS project: Direct steam generation in parabolic troughs operation and maintenance experience update on project status," Washington, 2001.
- [7] Dr. Manuel Álvarez Romero, "ENERGÍA SOLAR TERMOELÉCTRICA," Almería,.
- [8] NASA. EOSWEB. [Online]. <http://eosweb.larc.nasa.gov>
- [9] Michael Geyer, Wolfgang Schiel, Antonio Esteban, Rafael Osuna, Eduardo Zarza y Paul Nava Eckhard Lüpfer, "Eurotrough design issues and prototype testing at PSA," 2001.
- [10] Rafael Osuna et al., "Eurotrough-Parabolic trough collector developed for cost efficient solar power generation," , Zurich, 2002.
- [11] Schott S.A. (2009) Catálogo Schott PTR 700 (D 2009 Schott Solar CSP GmbH). [Online]. <http://www.schottsolar.com/es/productos/centrales-termosolares/tubo-receptor-schott-ptr-700>
- [12] Therminol. Properties of Therminol VP-1. [Online]. <http://www.therminol.com/pages/products/vp-1.asp>
- [13] Colegio oficial de ingenieros industriales de madrid (COIIM), *Curso de centrales termosolares*. Madrid: COIIM, 2010.
- [14] Terrafore. (2009, Junio) Heat Transfer and Latent Heat Storage in. [Online]. <http://www.terrafore.com/Terrafore/Terrafore - Thermal Energy Storage files/090605-Terrafore-LatentHeatStorage.pdf>
- [15] Siemens. (2010) Steam turbine SST-700. [Online]. <http://www.energy.siemens.com/hq/en/power-generation/steam-turbines/sst-700.htm>
- [16] Ramesh K. Shah y Dušan P. Sekulic, *Fundamentals of heat exchanger design*. New Jersey, 2003.

- [17] Kumar Rayaprolu, *Boilers for power an proccess*. Nueva York: CRC Press, 2009.
- [18] T. Kuppan, *Heat exchanger design handbook*. Mandras, India: Marcel dekker inc.
- [19] Sadic Kakaç, *Heat Conduction*. Washington: Taylor and Francis, 1993.
- [20] R.W. Serth, *Process Heat Transfer.*: Elsevier, 2007.
- [21] Tubular exchanger manufacturers associaton (TEMA), *Standards of the tubular exchanger manufacturers association*. Nueva York, 2007.
- [22] E.A.D. Saunders, *Heat exchanger design handbook*. Washington D.C.: Hemisphere, 1983.
- [23] Frank P. Incropera, *Fundamentos de transferencia de calor*. España: Pearson, 1999.
- [24] J. M. Jabaro Saiz, E. Fockink da Silva, G. Ribatski, and S. F. de Barros, "Evaluation of Rohsenow correlation through experimental pool boiling," Brasil,.
- [25] Mahmoud Massoud, *Engineering Thermofluids*. Berlin: Springer, 2005.
- [26] Shyam K. Agrawal, *Heat and mass transfer*. Anshan: Kent, 2005.
- [27] Carlos A. y Armando B. Corripio Smith, *Control automático de procesos, teoría y práctica*. Mexico DF: Editorial Limusa, S.A., 1991.
- [28] J. A. Dean, *Lange's Handbook of Chemistry*. Nueva York: McGraw-Hill, 1973.
- [29] Katsuhiko Ogata, *Ingeniería de control moderna*. Minnesota: Pearson educación, 1998.
- [30] William Svrek, *A Real-Time Approach to Process Control.*: John Wiley & Sons.
- [31] K. Astrom and T Hagglund, *Advanced PID Control*. USA: The Instrumentation, Systems and Automation Society.
- [32] Graham C. Goodwin, Stefan F. Graebe, and Mario E. Salgado, *Control system design*. Nueva Jersey: Prentice Hall, 2001.
- [33] Allen Houtz and Doug Cooper. Control Guru. [Online]. <http://www.controlguru.com>
- [34] Wika. (2011, Junio) Wika-Electrical temperature measurement. [Online]. en-co.wika.de/upload/DS_TE6581_GB_12822.pdf
- [35] Helena Montiel, Eulàlia Planas y Juan A. Vilchez Joaquim Casal, *Análisis del riesgo en instalaciones industriales*. Barcelona: Ediciones UPC, 1999.
- [36] Chemical Industries Association, *A guide to hazard and operability studies*. Canada, 1993.
- [37] Malcom Preston y Brian Tyler Frank Crawley, *HAZOP: Guide to best practice*. Reino Unido:

Institution of Chemical Engineers, 2008.

[38] Damián González Díaz, "Diseño de un calentador de agua de alimentación para una central térmica," Universidad Carlos III, Leganés, Proyecto fin de carrera 2010.

[39] C.J. Winter, R. L. Sizmann, and L. L. Vant-Hull, "Solar Power Plants," Berlin, 1991.

ANEXO A: CLIMATOLOGÍA DEL EMPLAZAMIENTO

La climatología descrita a lo largo del proyecto, obtenidas de la NASA Surface meteorology and Energy [8], se recoge en las tablas A.1, A.2 y A.3.

Tabla 29: Radiación normal directa del emplazamiento [8]

Parameters for Sizing and Pointing of Solar Panels and for Solar Thermal Applications:

Monthly Averaged Direct Normal Radiation (kWh/m ² /day)													
Lat 37.229 Lon -3.069	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	Annual Average
22-year Average	4.38	4.99	5.70	5.72	6.34	7.94	8.81	7.59	6.10	4.62	3.98	3.67	5.83

Minimum And Maximum Difference From Monthly Averaged Direct Normal Radiation (%)													
Lat 37.229 Lon -3.069	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	
Minimum	-28	-20	-22	-15	-16	-16	-10	-10	-11	-22	-31	-39	
Maximum	27	34	24	27	20	10	1	4	11	25	31	36	

NOTE: Diffuse radiation, direct normal radiation and tilted surface radiation are not calculated when the clearness index (*K*) is below 0.3 or above 0.8.

[Parameter Definition](#)

Tabla 30: Radiación solar difusa del emplazamiento [8]

Monthly Averaged Diffuse Radiation Incident On A Horizontal Surface (kWh/m ² /day)													
Lat 37.229 Lon -3.069	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	Annual Average
22-year Average	0.82	1.08	1.45	1.90	2.17	2.06	1.79	1.72	1.54	1.26	0.93	0.78	1.46
Minimum	0.62	0.70	1.05	1.49	1.78	1.64	1.59	1.51	1.31	1.04	0.76	0.62	1.18
Maximum	0.90	1.22	1.64	2.07	2.37	2.43	2.12	1.97	1.71	1.35	0.98	0.80	1.63
22-year Average K	0.53	0.54	0.56	0.55	0.56	0.63	0.67	0.63	0.58	0.52	0.50	0.49	0.56
Minimum K	0.38	0.40	0.42	0.45	0.47	0.52	0.59	0.56	0.51	0.41	0.36	0.33	0.45
Maximum K	0.64	0.69	0.68	0.66	0.66	0.71	0.71	0.68	0.65	0.62	0.60	0.61	0.66

NOTE: Diffuse radiation, direct normal radiation and tilted surface radiation are not calculated when the clearness index (*K*) is below 0.3 or above 0.8.

Tabla 31: Horas de sol equivalentes del emplazamiento [8]

Monthly Averaged Daylight Hours (hours)												
Lat 37.229 Lon -3.069	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
Average	9.91	10.8	11.9	13.1	14.1	14.6	14.4	13.5	12.4	11.2	10.2	9.66

ANEXO B: PROPIEDADES DEL ACEITE TÉRMICO THERMINOL VP1

El aceite seleccionado es el Therminol VP1 [12], cuya composición y propiedades se describen en la Tabla B.1.

Tabla 32: Propiedades y composición del aceite Therminol VP1 [12]

Composition	Diphenyl oxide/diphenyl	
Appearance	Clear, sediment free liquid	
Max. bulk temperature	400°C	
Max. film temperature	430°C	
Kinematic viscosity @ 40°C	DIN 51562 - 1	2.48 mm ² /s (cSt)
Density @ 15°C	DIN 51757	1068 kg/m ³

El aceite Therminol VP-1 es un fluido sintético de transferencia de calor que cubre un rango de operación que va desde los -85°C a los +400°C, siendo su uso adecuado para la mayoría de los procesos de calentamiento y recuperación de calor. Las propiedades de dicho aceite para la fase líquida a diferentes temperaturas se pueden ver en la tabla B.2.

Tabla 33: Propiedades del aceite a diferentes temperaturas [12]

Temperature °C	Density kg/m ³	Thermal Conductivity W/m.K	Heat Capacity kJ/kg.K	Viscosity		Vapour pressure (absolute) kPa*	Enthalpy kJ/kg	Latent Heat vap. kJ/kg
				Dynamic mPa.s	Kinematic mm ² /s*			
12	1071	0.137	1.523	5.48	5.12	-	0	419.0
20	1064	0.136	1.546	4.29	4.03	-	12.3	414.7
30	1056	0.135	1.575	3.28	3.10	-	27.9	409.3
40	1048	0.134	1.604	2.60	2.48	-	43.8	403.9
50	1040	0.133	1.633	2.12	2.03	-	60.0	398.6
60	1032	0.132	1.662	1.761	1.707	-	76.4	393.3
70	1024	0.131	1.690	1.492	1.458	-	93.2	388.1
80	1015	0.130	1.719	1.284	1.265	-	110.3	382.9
90	1007	0.129	1.747	1.119	1.111	-	127.6	377.8
100	999	0.128	1.775	0.985	0.986	0.5	145.2	372.7
110	991	0.126	1.803	0.875	0.884	0.8	163.1	367.6
120	982	0.125	1.831	0.784	0.798	1	181.3	362.6
130	974	0.124	1.858	0.707	0.726	2	199.7	357.5
140	965	0.123	1.886	0.642	0.665	3	218.4	352.6
150	957	0.121	1.913	0.585	0.612	5	237.4	347.6
160	948	0.120	1.940	0.537	0.566	7	256.7	342.7
170	940	0.118	1.968	0.494	0.526	9	276.2	337.7
180	931	0.117	1.995	0.457	0.491	13	296.0	332.8
190	922	0.115	2.021	0.424	0.460	18	316.1	327.9
200	913	0.114	2.048	0.395	0.432	24	336.5	323.0
210	904	0.112	2.075	0.368	0.407	32	357.1	318.0
220	895	0.111	2.101	0.345	0.385	42	378.0	313.0
230	886	0.109	2.128	0.324	0.366	54	399.1	308.0
240	877	0.107	2.154	0.305	0.348	68	420.5	303.0
250	867	0.106	2.181	0.288	0.332	86	442.2	297.9
260	857	0.104	2.207	0.272	0.317	108	464.1	292.7
270	848	0.102	2.234	0.258	0.304	133	486.3	287.5
280	838	0.100	2.260	0.244	0.292	163	508.8	282.2
290	828	0.098	2.287	0.232	0.281	198	531.6	276.8
300	817	0.096	2.314	0.221	0.271	239	554.6	271.2
310	806	0.095	2.341	0.211	0.262	286	577.8	265.6
320	796	0.093	2.369	0.202	0.254	340	601.4	259.7
330	784	0.091	2.397	0.193	0.246	401	625.2	253.8
340	773	0.089	2.425	0.185	0.239	470	649.3	247.6
350	761	0.086	2.454	0.177	0.233	548	673.7	241.3
360	749	0.084	2.485	0.170	0.227	635	698.4	234.7
370	736	0.082	2.517	0.164	0.222	732	723.4	227.8
380	723	0.080	2.551	0.158	0.218	840	748.8	220.7
390	709	0.078	2.588	0.152	0.214	959	774.4	213.2
400	694	0.076	2.628	0.146	0.211	1090	800.5	205.3
410	679	0.073	2.674	0.141	0.208	1230	827.0	197.0
420	662	0.071	2.729	0.137	0.206	1390	854.0	188.0
425	654	0.070	2.760	0.134	0.205	1470	867.7	183.3

ANEXO C: PROPIEDADES DEL COLECTOR EUROTROUGH ET150 [9] [10]

El colector cilindro parabólico EUROTROUGH está formado por doce módulos idénticos cuya longitud unitaria supera ligeramente los 12 m, lo que implica una longitud total de colector de unos 150 m.



Figura 65: Colector Eurotrough [10]

El colector realiza el seguimiento del Sol mediante el giro alrededor del eje horizontal Norte – Sur. El eje de rotación se encuentra localizado en el centro de gravedad para minimizar la potencia necesaria para realizar el seguimiento. En las tablas C.1 y C.2 se recogen las propiedades y características del colector.

Tabla 34: Características constructivas del colector Eurotrough [10]

layout	parabolic trough collector
support structure	steel frame work, pre-galvanized, three variants; light weight, low torsion
collector length	12 m per element; 100 - 150 m collector length
drive	hydraulic drive
max. wind speed	operation: 14 m/s, stow: 40 m/s
tracking control	clock + sun sensor, <2 mrad
parabola	$y = x^2/4f$ with $f = 1.71$ m
aperture width	5.8 m
reflector	4 glass facets
absorber tube	evacuated glass envelope, UVAC® or other, application dependent
fluid	oil, steam, application dependent
cost	< 200 Euro/m ²

Tabla 35: Propiedades del colector Eurotrough [9]

EuroTrough Model	ET100	ET150
Focal Length	1.71m	1.71m
Absorber Radius	3.5cm	3.5cm
Aperture Width	5.77m	5.77m
Aperture Area	545m ²	817.5m ²
Collector Length	99.5m	148.5m
Number of Modules per Drive	8	12
Number of Glass Facets	224	336
Number of Absorber Tubes (4.1 m)	24	36
Mirror reflectivity	94%	94%
Collector Weight		

En la figura C.2 se pueden ver los elementos constructivos que componen el colector Eurotrough.

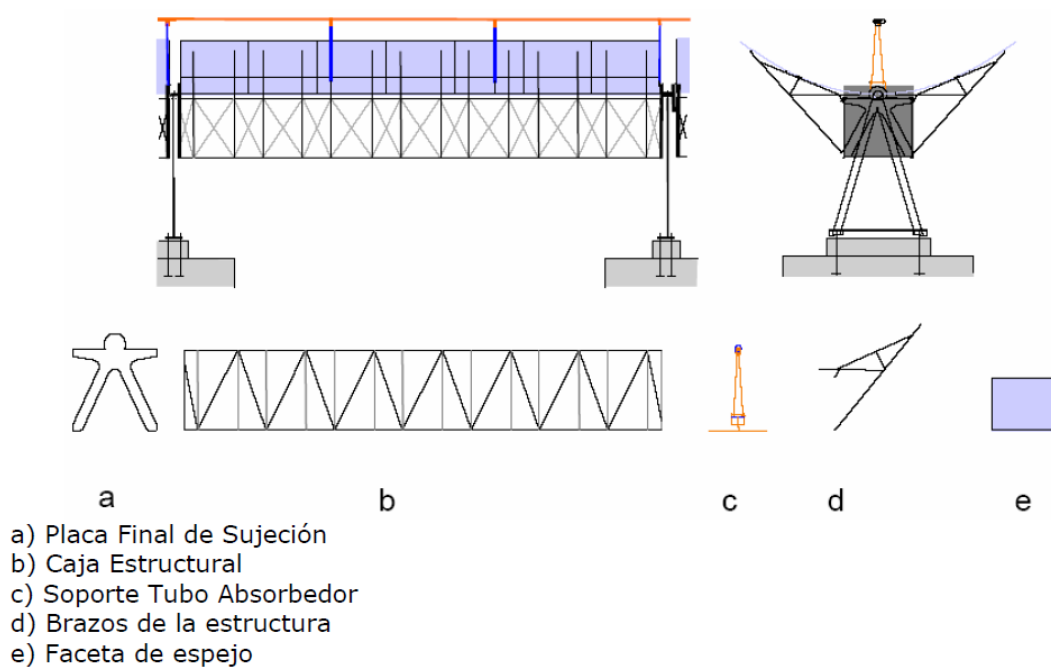


Figura 66: Estructura colector Eurotrough [9]

ANEXO D: PROPIEDADES DEL TUBO SCHOTT PTR700 [11]

Los tubos absorbedores representan el corazón del concentrador cilindro parabólico de este tipo de centrales termosolares, y tienen una influencia decisiva sobre la eficiencia global de dichas plantas. Una imagen de dichos tubos puede verse en la figura D.1.

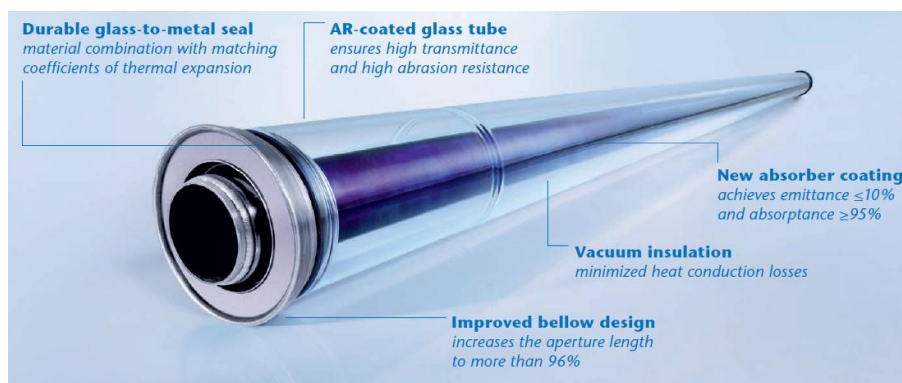


Figura 67: Tubo absorbedor Schott PTR700 [11]

Además de la gran importancia que tiene el captar la máxima radiación solar posible y, al mismo tiempo minimizar la emisión de calor, los tubos absorbedores tienen otros objetivos: minimizar la reflexión del vidrio que recubre el tubo y conseguir el vacío entre los dos tubos para minimizar la transmisión de calor entre ellos. Las propiedades y características de estos tubos se recogen en la tabla D.1.

Tabla 36: Especificaciones técnicas del tubo absorbedor Schott PTR700 [11]

Components	Specification
Dimension	<ul style="list-style-type: none"> length: 4,060 mm at 20°C ambient temperature (159.8 in. at 68°F) aperture length: >96% of the bulk length at working temperature (>300 °C/>572 °F)
Absorber	<ul style="list-style-type: none"> outer diameter: 70 mm/2.75 in. steel type: DIN 1.4541 or similar solar absorptance: $\alpha_{ISO} \geq 95\%$; $\alpha_{ASTM} \geq 95.3\%$ thermal emittance (at approx. 400 °C/approx. 752 °F): $\varepsilon \leq 10\%$
Glass envelope	<ul style="list-style-type: none"> borosilicate glass outer diameter: 125 mm/4.9 in. antireflective coating solar transmittance: $\tau \geq 0.96$
Vacuum	<ul style="list-style-type: none"> gas pressure $\leq 10^{-3}$ mbar
Operating pressure	<ul style="list-style-type: none"> ≤ 40 bar (absolute)

ANEXO E: PROPIEDADES DE LA TURBINA DE VAPOR SST-700 [15]

La turbina que actualmente ofrece Siemens para aplicaciones de generación de energía en centrales termosolares es la SST-700. Una turbina de dos carcassas consistente en dos módulos: un módulo de AP (alta presión) con reductor y otro de BP (baja presión). En la figura E.1 se pueden ver las características técnicas de la turbina SST-700 y en la figura E.2 se compara la turbina elegida con el resto de la gama.

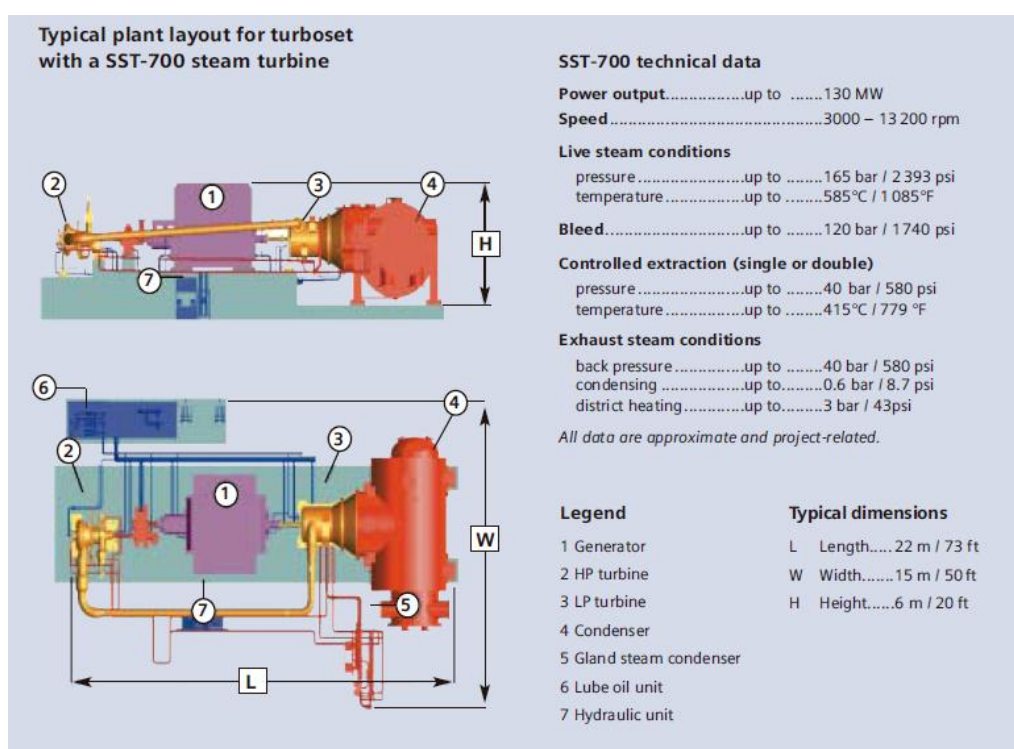


Figura 68: Dimensiones y propiedades de la turbina Siemens SST 700 [15]

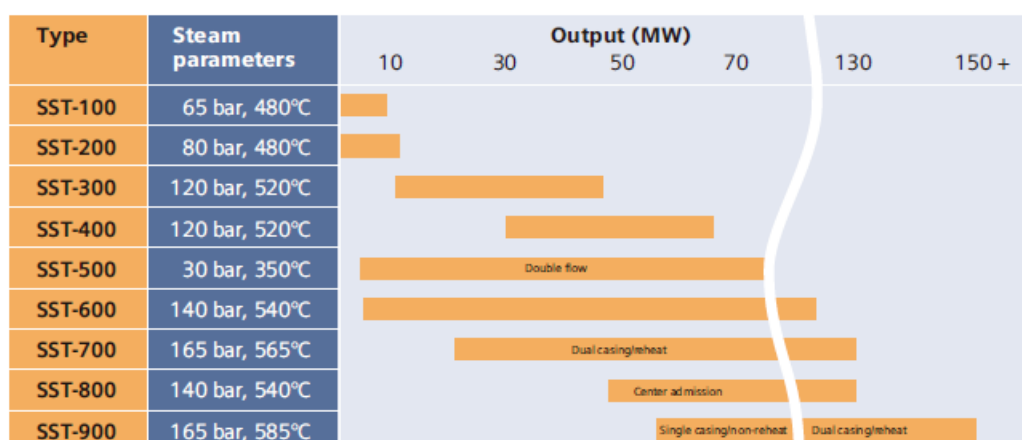


Figura 69: Comparación con otras turbinas [15]

ANEXO F: PROPIEDADES DE LAS SALES TÉRMICAS

En la tabla D.1 se recogen las características técnicas de las sales utilizadas en la central termosolar.

Tabla 37: Especificaciones técnicas de las sales térmicas [13]

Propiedades Físicas	NaNO ₃ -KNO ₃ (60%-40%)
Densidad	1899 kg/m ³
Viscosidad	2.1 10 ⁻³ Pa·s
Pto Fusión/Evaporación	222°C
Calor específico C _p	1423.5 J/kgK
Calor latente	132.6 kJ/kg (fusión)
Conductividad térmica	0.536 W/mK

ANEXO G: TEMA [21]

Los estándares reflejados en el TEMA [22] se diseñaron para ayudar en el diseño e instalación de los intercambiadores de tubos. Estos estándares se encuentran basados en principios, investigación y experiencia de los fabricantes, diseñadores, instaladores y usuarios de este tipo de intercambiadores.

R-2.5 TUBE PITCH

Tubes shall be spaced with a minimum center-to-center distance of 1.25 times the outside diameter of the tube. When mechanical cleaning of the tubes is specified by the purchaser, minimum cleaning lanes of 1/4" (6.4 mm) shall be provided.

C-2.5 TUBE PITCH

Tubes shall be spaced with a minimum center-to-center distance of 1.25 times the outside diameter of the tube. Where the tube diameters are 5/8" (15.9 mm) or less and tube-to-tubesheet joints are expanded only, the minimum center-to-center distance may be reduced to 1.20 times the outside diameter.

B-2.5 TUBE PITCH

Tubes shall be spaced with a minimum center-to-center distance of 1.25 times the outside diameter of the tube. When mechanical cleaning of the tubes is specified by the purchaser and the nominal shell diameter is 12 in. (305 mm) or less, minimum cleaning lanes of 3/16" (4.8 mm) shall be provided. For shell diameters greater than 12 in. (305 mm), minimum cleaning lanes of 1/4" (6.4 mm) shall be provided.

Figura 70: Ratio recomendado pitch de los tubos /diámetro exterior [22]

Tabla 38: Espesores mínimos de la carcasa [22]

Nominal Shell Diameter		MINIMUM SHELL THICKNESS Dimensions in Inches (mm)			
		Minimum Thickness			
		Carbon Steel		Alloy *	
		Pipe	Plate		
6	(152)	SCH. 40	-	1/8	(3.2)
8-12	(203-205)	SCH. 30	-	1/8	(3.2)
13-23	(330-584)	SCH. 20	5/16 (7.9)	1/8	(3.2)
24-29	(610-737)	-	5/16 (7.9)	3/16	(4.8)
30-39	(762-991)	-	3/8 (9.5)	1/4	(6.4)
40-60	(1016-1524)	-	7/16 (11.1)	1/4	(6.4)
61-80	(1549-2032)	-	1/2 (12.7)	5/16	(7.9)
81-100	(2057-2540)	-	1/2 (12.7)	3/8	(9.5)

*Schedule 5S is permissible for 6 inch (152 mm) and 8 inch (203 mm) shell diameters.

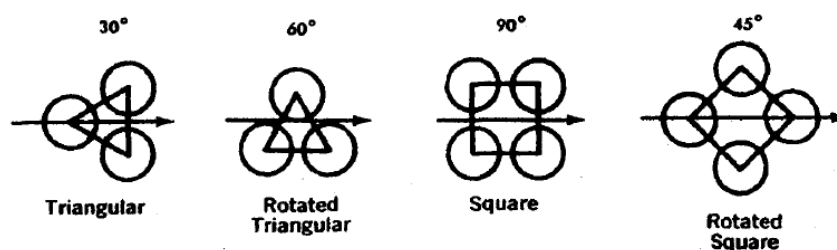


Figura 71: Orientación del Pitch [22]

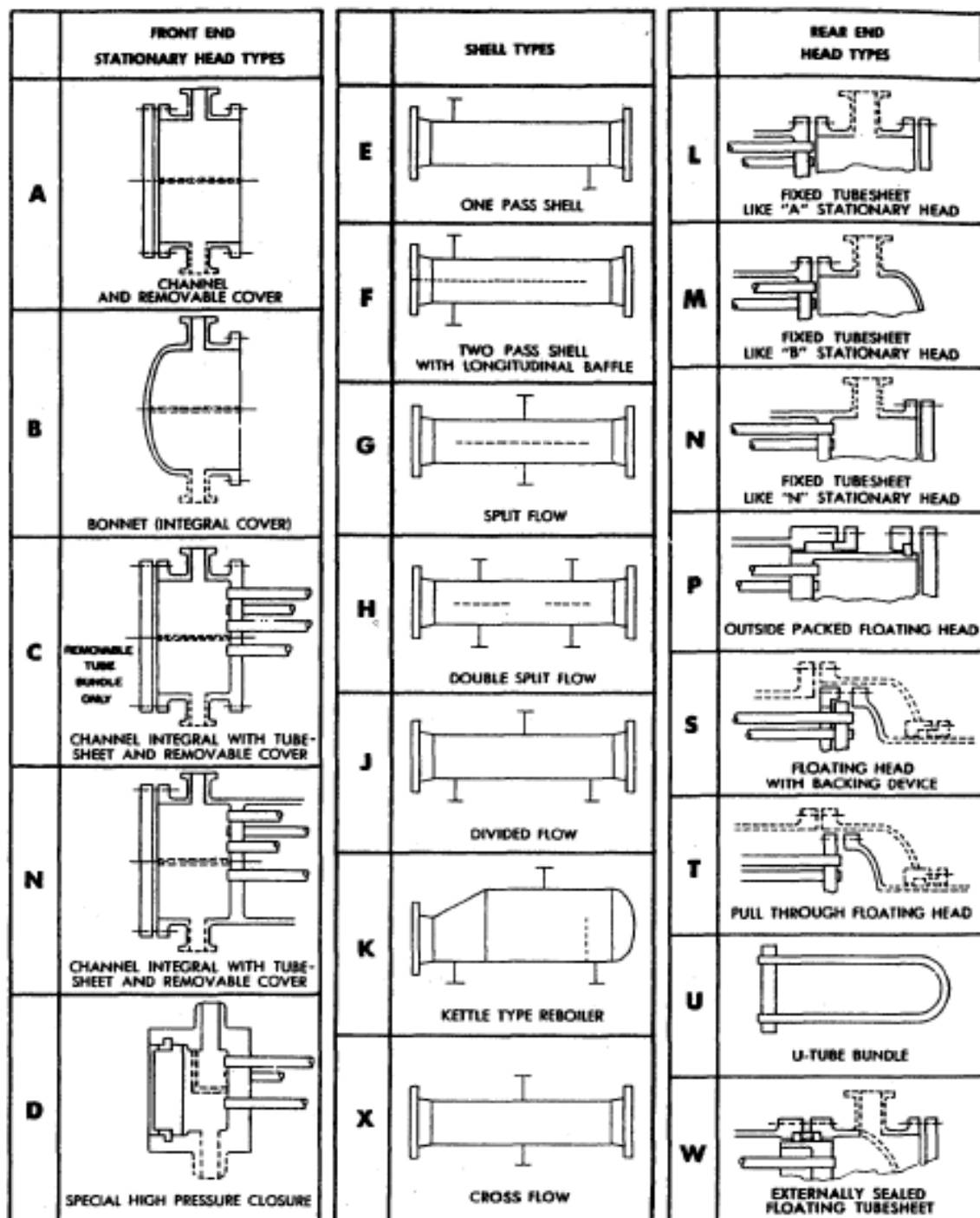


Figura 72: Diseños de intercambiadores de calor [22]

ANEXO H: PROPIEDADES DEL ACERO 219 T1 [17]

En las tablas I.1 e i.2 se muestran las propiedades del acero seleccionado para los tubos (en color azul).

Tabla 39: Propiedades acero seleccionado para los tubos [17]

American Tube Specifications (SA)							
	Nominal Specification	Temperature Limit (°C)	Tensile (kpsi)	Yield (kpsi)	Tensile (MPa)	Yield (MPa)	Use
<i>1. Carbon steel</i>							
<i>Low tensile</i>							
178 A (ERW)	C(<0.18)	510	47	26	324	179	1, 2, 3
192	C(<0.18)	510	47	26	324	179	1, 2, 3
<i>Medium tensile</i>							
210 A-1	C(<0.27)	510	60	37	414	255	1, 2, 3
<i>High tensile</i>							
210 C	C(<0.35)	510	70	40		276	2, 3
178 C (ERW)	C(<0.35)	510	60	37	414	255	2, 3
178 D (ERW)		510	70	40		276	1, 2, 3
<i>2. Low-alloy steel</i>							
209 T1	C- $\frac{1}{2}$ Mo	524	55	30	379	207	1, 2, 3
209 T 1A	C- $\frac{1}{2}$ Mo	524	60	32	414		2, 3
213 T2	$\frac{1}{2}$ Cr- $\frac{1}{2}$ Mo	552	60	30	414	207	1, 3
213 T 11	$1\frac{1}{4}\%$ Cr- $\frac{1}{2}$ Mo	566	60	30	414	207	3
213 T 22	$2\frac{1}{4}\%$ Cr-1% Mo	602	60	30	414	207	3
<i>3. High-alloy steel</i>							
213 T 9 1	9Cr-1Mo-V	649	85	60	586	414	3
<i>4. Stainless steel</i>							
213 TP-304 H	18Cr-8Ni	760	75	30	517	207	3
213 TP-321 H	18Cr-10Ni-Ti	760	75	30	517	207	3
213 TP-347 H	18Cr-10Ni-Cb	760	75	30	517	207	3
213 TP-316 H	16Cr-12Ni-2Mo	760	75	30	517	207	3
213 TP-310 H	25Cr-20Ni	816	75	30	517	207	3

Tabla 40: Elección del material en función de su uso [17]

Standards			Applications						
American ASME SA	British BS	German DIN 17175	Economizer Tube	Evaporator Tube	SH Tube	RH Tube	MS Pipe	Hot RH Pipe	Feed Pipe
192	3059-320,360	St 35.8, St 45.8	X	X					
210 A1									
53 Gr A, B	3601-320,360,410	St 35.8, St 45.8					X		X
106 Gr A, B	3602-320,360,410								
T1, P1	3059-243 3604-660	15Mo3,15Mo5 14MoV63	X	X	X	X	X X	X	
T2, P2				X	X	X	X	X	
T12, P12				X	X	X		X	
T11, P11	3059-620 3604-620/440,460	13CrMo44		X	X	X		X	
T22, P22	3059-622 3604-622	10CrMo9 10			X	X	X	X	
T91, P91	3059-629 3604-629	X12CrMo91			X	X	X	X	
TP304, 304H	3059-762 3059-304S18	X20CrMoV121 X5CrNi189			X X	X X	X		
TP321H	3065-304S59 3059-321S18	X12CrNi188 X10CrNiTi189			X	X			
TP347H	3065-321S59 3059-347S18				X	X			
TP316H	3065-347S59 3059-316S18 3065-316S59	X10CrNiNb189 X5CrMo1810 X5CrNiMo1812			X	X			